



---

DESARROLLO DE UN MODELO ANALÍTICO PARA DISEÑO DE  
MANGAS METÁLICAS DE REHABILITACIÓN EN TUBERÍAS A  
PRESIÓN COMO COMPLEMENTO A LA NORMA ASME PCC2.

Tesis presentada para la obtención del título de Maestría en Ingeniería  
Mecánica

Autor: Ing. Víctor José Medina Martínez

Director: Ing. Heriberto Maury Ramírez Ph.D

Enero de 2018

Fundación Universidad del Norte  
Km 5 Antigua Vía Puerto Colombia

## Agradecimientos

A Dios, por la sabiduría y fortaleza en los momentos difíciles, sin el nada sería posible

A mi padre Víctor Manuel M, quien me incentivó y apoyó para alcanzar este logro

A mi madre Miriam Elena M, que desde el cielo siempre me acompaña

A mi esposa Gala Manga, por el apoyo incondicional

A mi tutor y mentor, el ingeniero Heriberto Maury a quien respeto y aprecio, por la transmisión de conocimiento valioso, apoyo y dedicación constante

A Promigas S.A. ESP por permitirme desarrollar este proyecto con ellos y el apoyo recibido

A todos aquellos familiares, amigos, y compañeros de estudio por siempre estar allí

## Declaración de Originalidad

Esta tesis de maestría ha sido entregada el día 17 de enero de 2018 por Victor José Medina Martínez a la Universidad del Norte para cumplir con un requisito de grado del Programa de Maestría en Ingeniería Mecánica.

Declaro que todo el material que no es resultado de esta investigación y se incluye en el documento ha sido referenciado de acuerdo con las normas de redacción de publicaciones científicas y académicas; así mismo, que el material que aparece incluido sin referencias ha sido un resultado original de este de este trabajo de Investigación.

---

Victor José Medina Martínez

## Resumen

A nivel nacional y local existen tuberías metálicas encargadas de transportar distintos fluidos a presión con 20 años o más de haber sido instaladas, la gran mayoría de estas, operando ininterrumpidamente desde entonces. Existen variedad de métodos o técnicas de reparación para los defectos que van apareciendo en ellas, sin embargo, pocos o ninguno que garantice una rehabilitación de la misma, es decir devolverla a su condición original [1], sin necesidad de interrumpir o disminuir el flujo interno. Este proyecto tiene como propósito presentar modelos analíticos que permitan predecir el comportamiento mecánico de alternativas de diseño de soluciones de rehabilitación para tuberías a presión [2] que presenten problemas de picaduras por corrosión y otros defectos [3].

Para ello es necesario estudiar las soluciones de rehabilitación más relevantes como lo son las mangas de refuerzo y los materiales compuestos [4], detectar oportunidades de mejora en cuanto a modelos analíticos y diseño de soluciones, presentar un modelo analítico asociados a conceptos de diseño como una solución a la necesidad y posteriormente evaluarlo y refinarlo con el fin que permita valorar los efectos de reducir la presión durante la intervención o rehabilitación y otros factores como la contracción volumétrica de la resina y el efecto de la temperatura.

Este desarrollo atendería la necesidad actual de contar con modelos analíticos que predigan el comportamiento de nuevas soluciones, como un complemento a la normativa existente, y que permita lograr el efecto de reducir la presión interna de la tubería a rehabilitar sin la necesidad de hacerlo en la práctica.

## Contenido

Resumen .....	4
Listado de figuras.....	6
Listado de tablas.....	8
1. Introducción .....	9
2. Planteamiento del Problema y justificación.....	10
3. Terminología.....	12
4. Estado del arte.....	14
4.1. Antecedentes en métodos de reparación.....	14
4.2. Antecedentes en modelos y ecuaciones de diseño de mangas.....	18
5. Objetivo General.....	25
4.1 Objetivos específicos.....	25
6. Metodología Propuesta .....	26
6.1. Desarrollo objetivo Específico 1 .....	26
6.2. Desarrollo objetivo específico 2 .....	26
6.3. Desarrollo objetivo específico 3 .....	27
7. Modelo con espaciador de alta resistencia y ajuste forzado .....	27
7.1. Metodología del Modelo .....	28
7.2. Efecto de reducir la presión y del área de contacto .....	29
7.3. Consideraciones respecto al modelo.....	32
7.4. Identificación y Asignación de Variables .....	32
7.5. Modelo Analítico.....	35
8. Análisis de resultados y verificación.....	47
8.1. Simulación Computacional FEA .....	52
8.2. Resultados experimentales.....	54
9. Casos de aplicación.....	60
9.1. Caso 1: Evaluación de tubería con defecto focalizado.....	60
9.2. Caso 2: Evaluación de tubería con perdida de espesor uniforme .....	62
10. Conclusiones .....	64
11. Referencias .....	65

## Listado de figuras

Figura 1 Manga de refuerzo tipo A.....	15
Figura 2 Manga de refuerzo tipo B.....	15
Figura 3 Abrazadera mecánica .....	16
Figura 4 Refuerzo con material compuesto .....	17
Figura 5 Instalación de tapón en caliente .....	17
Figura 6 Comparación de las teorías de cilindros de pared delgada y pared gruesa para diversas relaciones diámetro / espesor. [47] .....	28
Figura 7 Relaciones teóricas entre el esfuerzo de la tubería, la presión de reparación y el espesor de la pared. [48].....	30
Figura 8 Relaciones predichas entre la tubería, presión de reparación y el grado de ajuste (coeficiente de transferencia) [48] .....	31
Figura 9 Esquema general de una tubería, el defecto y el sistema de rehabilitación con sus dimensiones principales .....	35
Figura 10 Diagrama de cuerpo libre de la tubería y el refuerzo .....	36
Figura 11 Esquema general el análisis de sistemas de múltiples cilindros como sistema elástico paralelo.....	37
Figura 12 Estado de esfuerzos del elemento diferencial para cada componente del sistema .....	41
Figura 13 Esquema del efecto térmico en sistemas de múltiples cilindros analizado como sistema elástico paralelo .....	43
Figura 14 Incidencia del módulo de elasticidad de la resina espaciadora sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples.....	47
Figura 15 Incidencia de la longitud del defecto sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples .....	48
Figura 16 Incidencia del ancho del defecto sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples .....	48
Figura 17 Incidencia del espesor de la resina espaciadora sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples .....	49
Figura 18 Incidencia del espesor del refuerzo sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples .....	49
Figura 19 Relación de esfuerzos circunferenciales en la tubería antes y después de la rehabilitación para diferentes relaciones de espesores de refuerzo y tubería. Modelo Analítico.....	50

Figura 20 Relación de esfuerzos circunferenciales en la tubería antes y después de la rehabilitación para diferentes relaciones de espesores de refuerzo y tubería con distintos valores de Beta. Modelo Analítico .....	51
Figura 21 Distribución de tensiones para el caso de relación de espesor 6. ....	53
Figura 22 Relación de esfuerzos circunferenciales en la tubería antes y después de la rehabilitación para diferentes relaciones de espesores de refuerzo y tubería con distintos valores de Beta. Análisis por Elementos Finitos .....	53
Figura 23 Resultados de análisis de tensiones de Von Mises bajo condición de deformación plástica y resina sólida .....	54
Figura 24 Probeta de ensayo a partir de tubería de 10"x0,203" .....	55
Figura 25 Probeta con galgas extensiométricas instaladas.....	55
Figura 26 Montaje y alineación de las mangas de refuerzo metálicas .....	56
Figura 27 Manga de refuerzo soldada longitudinalmente sobre la probeta .....	56
Figura 28 Probetas reparadas con galgas de monitoreo instaladas .....	57
Figura 29 Esquema de ubicación y distribución de galgas extensiométricas en la probeta. ....	57
Figura 30 Valores de esfuerzos circunferenciales medidos en prueba hidrostática en todas las galgas (Mpa). ....	58
Figura 31 Valores filtrados de esfuerzos circunferenciales medidos en prueba hidrostática (Mpa). ....	59

## Listado de tablas

Tabla 1 Compendio normativa estudiada .....	18
Tabla 2 Resumen estado del arte de normas y modelos analíticos para refuerzos tipo manga .....	24
Tabla 3 Valores modelo analítico vs experimental.....	59
Tabla 4 Variables de ingreso caso de aplicación 1 .....	60
Tabla 5 Resultados caso de aplicación 1 .....	60
Tabla 6 Variables de ingreso caso de aplicación 2 .....	62
Tabla 7 Resultados caso de aplicación 2 .....	63



## 1. Introducción

En esta tesis de maestría se desarrolla un modelo analítico para el diseño y análisis de soluciones de rehabilitación con mangas metálicas y espaciadores de resina de alta resistencia, que pueden analizarse como sistemas de pared delgada y aplicarse de forma sencilla.

Las reparaciones tradicionales, sean mangas metálicas de refuerzo o refuerzos en materiales compuestos, son más un respaldo que una rehabilitación de la tubería, puesto que no alivian inmediatamente los esfuerzos en el tubo una vez que son instaladas. Es decir, se requiere que el defecto continúe progresando o que conlleve a la fuga del fluido contenido para que exista transferencia de carga al respaldo que la rodea y se alivien parte de los esfuerzos de la tubería original. Para efectos de este estudio, este tipo de reparación se les ha denominado “pasivas”, definiendo el término reparación como la acción focalizada sobre tuberías de transporte, desarrolladas para restituir la pérdida temporal y/o total de la capacidad operativa en puntos específicos por fugas, rotura o daño.

Por el contrario, esta nueva alternativa de rehabilitación, definiendo el término rehabilitación como las acciones planificadas aplicadas sobre una tubería en servicio con el fin de restaurarla, repotenciarla y/o actualizarla hasta una condición igual o superior a la original, tanto en vida útil como en factores de seguridad. Se ha denominado como sistema de rehabilitación “activo”, a reparaciones y/o rehabilitaciones que alivian desde su aplicación los esfuerzos sobre la tubería. Los modelos analíticos presentados a continuación permiten estimar los esfuerzos en los componentes de un sistema de manga activa y se han desarrollado considerando que tan pronto se ha realizado la instalación, el sistema actúa en forma inmediata, soportando carga. Es decir, aliviando parte de los esfuerzos en la tubería causados por la presión interna en esta.

Lo anterior, gracias a que los modelos aquí presentados permiten evaluar los efectos, ya sea de reducir la presión durante la intervención, o alternativamente mediante un procedimiento o elemento externo, manteniendo la presión interna inalterada. Las soluciones de rehabilitación aquí estudiadas pueden ser modeladas con razonable precisión como un sistema multi-cilindro o cilindro compuesto de pared delgada en conjunto con el relleno empleado.

Cabe resaltar que las aplicaciones de los modelos desarrollados no se limitan a tuberías a presión [5] [6] y arreglos de tuberías [7], sino que pueden extenderse también a recipientes a presión [8], siempre que se puedan considerar como un sistema multi-capa.

## 2. Planteamiento del Problema y justificación

La mayor parte de la infraestructura de gas y petróleo del país, incluyendo extensos tramos de tubería metálica de diversas especificaciones tienen más de 20 años de instalación, y presentan daños ocasionados por corrosión como resultado de la exposición a los factores, y rasgadas y abolladuras resultantes de impactos ocasionados por la operación de maquinaria pesada en la remoción de tierra en sus cercanías. Luego es claro que se avecina una alta demanda de nuevos desarrollos y soluciones de rehabilitación para reestablecerle la vida útil o repotenciar estas.

El problema de investigación abordado en este estudio consiste en el desarrollo de modelos analíticos con la capacidad de predecir el comportamiento de sistemas de rehabilitación de manga metálica que sean activos o no, debido a que la revisión del estado del arte que se muestra adelante, demuestra la inexistencia de modelos en artículos y normas que permitan la evaluación de los esfuerzos y la distribución de carga que se da en sistemas de reparación multicapa considerando los efectos de contrapresiones o ajustes por interferencia del componente de relleno, las eventuales contracciones producidas en éste cuando se utilizan resinas y los efectos de térmicos derivados de cambios de temperatura en el sistema.

El fundamento de este desarrollo radica en la falta de modelos analíticos asociados a mangas metálicas que involucren a su vez espaciadores no metálicos de alta resistencia. Particularmente, la norma ASME PCC-2 no aborda el diseño detallado de reparaciones con mangas metálicas, tipo A o tipo B. Sin embargo, si establece los espesores mínimos recomendados en las mangas según la circunstancia, pero no la determinación mediante ecuaciones de dichos espesores. [2]

Se pretende entonces atender la necesidad de la industria local y nacional de contar con modelos matemáticos que describan el comportamiento mecánico de las soluciones de rehabilitación existentes, y que sean de fácil implementación y suficientemente robustos y confiables, de manera que le permitan evaluar certeramente sus desarrollos sin la necesidad de implementación de software especializado que requieran capacitaciones adicionales de su personal para poder ser aplicados.

Una solución matemática completa que además de permitir conocer el estado de esfuerzos antes y después de la intervención en los componentes involucrados, también evalúe nuevas variables que hagan de las nuevas soluciones de rehabilitación una alternativa más confiable y eficaz.

En este primer modelo matemático que se presenta en la tesis se excluye la superposición de términos de los efectos de esfuerzos y deformaciones derivadas de cambios en las propiedades mecánicas de los materiales con el tiempo; asociadas, por ejemplo, a fenómenos como creep o relajación, fenómenos que son de tipo visco-elásticos y que son estudiados y contemplados en otra en otra tesina de maestría que se desarrolla en paralelo y que complementa a la presente.

### 3. Terminología

Dado que esta investigación está relacionada directamente con las técnicas de rehabilitación, resulta importante definir el alcance de este tipo de intervención en términos de: la restitución de la capacidad de servicio perdida temporalmente, la mejora de la integridad de estas instalaciones, y de su vida esperada. En este contexto, las intervenciones desarrolladas por los mantenedores de gasoductos van desde la reparación y rehabilitación hasta el reemplazo o sustitución.

Todas estas intervenciones están relacionadas con la capacidad de operar y con la integridad de los gasoductos, comprendiendo tanto las acciones de reparación, rehabilitación y/o de reemplazo o sustitución. En consecuencia, se hace necesario diferenciarlas, por lo que conviene considerar las definiciones realizadas por la Water Research Foundation a través de Niels Gribb [9]

- **Reparación:** Acción o acciones focalizadas sobre tuberías de transporte, desarrolladas para restituir la pérdida temporal y total de la capacidad operativa en puntos específicos de tuberías por fugas, rotura o daño. Por esta razón, como se trata de restituir la operatividad de una tubería que está temporalmente fuera de servicio por alguna falla puntual o focalizada, estas acciones focalizadas deben ser de un carácter temporal inminente y prioritario para poder restablecer de forma inmediata el servicio u operatividad de la línea afectada.
- **Rehabilitación:** Acciones generalizadas y planificadas que se aplican sobre una tubería existente que se encuentra en servicio, partiendo de un diagnóstico general de su estado, con el fin de restaurarla, repotenciarla y/o actualizarla hasta una condición similar o superior a la original, que permita tanto la extensión significativa de la vida útil de servicio como la restitución o incremento de los factores de seguridad debido a la reducción de los esfuerzos de trabajo.
- **Sustitución:** acciones para proporcionar e instalar el “reemplazo nuevo” de una tubería de transporte existente o segmento de la misma, implica necesariamente la suspensión del servicio durante el desarrollo de la intervención.

La diferencia fundamental entre estas intervenciones es su propósito, por ejemplo, una reparación persigue poner en operación nuevamente un gasoducto que ha experimentado una falla o varias fallas focalizadas que han conducido una interrupción temporal del servicio; mientras que las rehabilitaciones persiguen incrementar la integridad, seguridad y vida esperada de servicio de tuberías que se encuentran operativas y la sustitución implica el reemplazo de la línea.

También resulta relevante definir la terminología relacionada a defectologías en las tuberías.

- **Anomalía:** Corresponde a una desviación de una característica condición en la tubería respecto a la norma o estándar. Todos los materiales contienen anomalías, las cuales podrían o no generar detrimento sobre el desempeño del material.
- **Imperfección:** Anomalía con dimensiones o características que no exceden los límites aceptables.
- **Defecto:** Anomalía con dimensiones o características que exceden los límites aceptables.

## 4. Estado del arte

Como resultado de la investigación realizada y considerando las publicaciones y experiencias más representativas de reparación externa de tuberías sin interrupción del flujo, se presenta a continuación una breve muestra del estado del arte.

### 4.1. Antecedentes en métodos de reparación

Como principal exponente de la defectología se destaca la corrosión, que genera sin duda uno de los mayores retos para la industria del transporte de productos líquidos y gases inflamables, ya que desencadena otros mecanismos de falla que pueden conducir al colapso de la estructura y a múltiples daños sobre personas y al medio ambiente [3]. Solo en estados unidos se han producido 360 fatalidades, 1368 daños y 894 incidentes que estuvieron relacionados con fallos de tuberías de transporte de petróleo, gas o algún fluido peligroso entre 1995 y 2014 [10].

La industria encargada del transporte de productos inflamables como el gas natural y el petróleo ha empleado como medio de transporte predilecto las tuberías; las cuales generalmente están hechas de metales ferrosos, que son susceptibles a la corrosión y más aún, si se encuentran operando en ambientes altamente corrosivos, como los existentes en las profundidades del mar, en otros cuerpos de agua o en algunos tipos de suelo.

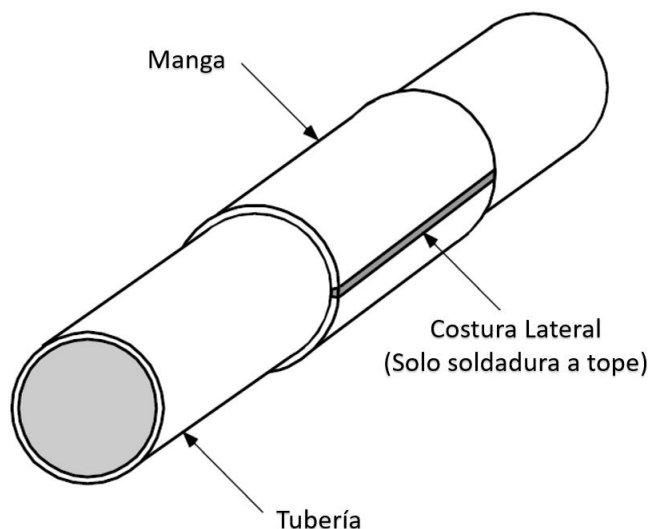
Por ende, existe la necesidad de desarrollar métodos de rehabilitación efectivos y de bajo costo, que garanticen la extensión de la vida de servicio de la tubería intervenida, reduciendo fallas, incidentes y los costos de mantenimiento, bajo los estándares de la ASME PCC-2 y la norma ISO 24817 que regulan este tipo de procedimientos.

Según la literatura, una rehabilitación atractiva debería extender la vida operativa en al menos 2/3 de la vida original, es decir 20 años adicionales a los 30 originales para los que fue concebida [1].

En una encuesta realizada a los principales operadores mundiales, se destacan como métodos de reparación más familiares las mangas de refuerzo y como tecnología emergente las reparaciones con materiales compuestos en un segundo lugar [4].

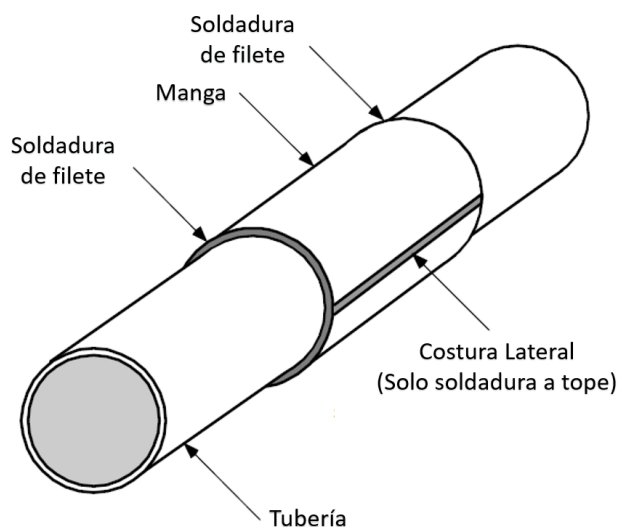
La selección de un método efectivo y eficiente de rehabilitación exige tanto una evaluación crítica y comparativa del estado de la técnica en rehabilitación, como la correlación de su efectividad con las patologías o defectos más representativos que han sido identificados, obviamente luego de una evaluación rigurosa del estado del gasoducto a intervenir.

Se destacan reparaciones con mangas de refuerzo, compuestas por dos casquetes de acero ubicados alrededor de la tubería a intervenir y que están unidos longitudinalmente por soldadura. En la Figura 1 se observa una manga del tipo A, estas no se sueldan a la tubería, no contienen presión y no pueden ser empleadas en presencia de fugas. Son de fabricación simple, no requieren inspecciones rigurosas y el espesor puede ser menor al de la tubería.



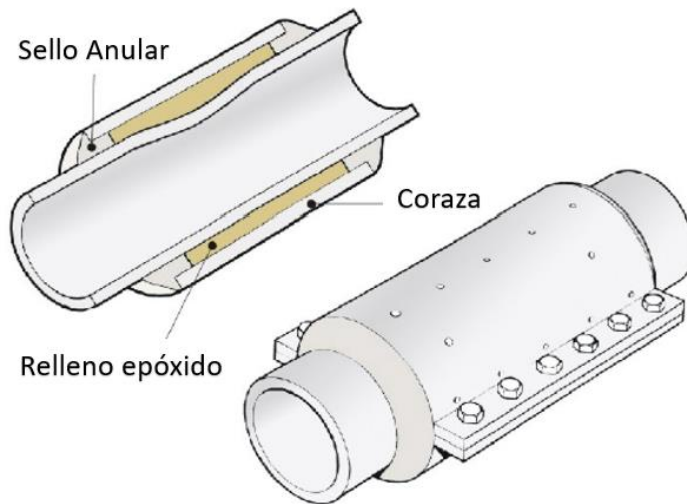
*Figura 1 Manga de refuerzo tipo A*

En la Figura 2 se observa una manga del tipo B, estas se sueldan directamente a la tubería, pueden utilizarse para reparar fugas y contener presión según su diseño. Estas requieren un proceso de fabricación más cuidadosa, inspecciones no destructivas y espesores mayores o iguales al de la tubería.



*Figura 2 Manga de refuerzo tipo B*

Otra reparación aplicable son las abrazaderas mecánicas, como la mostrada en la Figura 3. Consta de dos corazas o casquetes típicamente unidos mediante pernos para formar una carcasa que refuerza la zona afectada de la tubería y que pueden ser empleadas en imperfecciones como fugas o daños causados por altas cargas [11]. Su robustez y modo de fijación podrían inducir esfuerzos adicionales a la tubería, al generar la fuerza de compresión que impide el crecimiento de la grieta [12]. Los elementos metálicos que la componen no son aptos para trabajar en ambientes altamente corrosivos y se pueden presentar problemas con el sellado, solucionables con soldadura [13].



*Figura 3 Abrazadera mecánica*

Pueden adaptar a cualquier material y diámetro de tubería, son de fácil y rápida instalación, no requieren inspecciones rigurosas, pero si alto costo de implementación.

Existen también mangas de refuerzo con materiales compuestos muy atractivos por su instalación simple y rápida en tramos rectos o curvos y menor experiencia operativa para la instalación empleados en reparación de defectos sin presencia de fugas. Constituidos por una matriz en resina y un refuerzo en fibra de vidrio, o fibras de carbono y Aramida debido a que aumentan la resistencia de la tubería, durabilidad y resistencia a la corrosión [14]. Actualmente permitidos para reparar defectos de pérdida de espesor por entidades como el Departamento de Transporte de los Estados Unidos y el estándar CSA Z662, ver Figura 4.

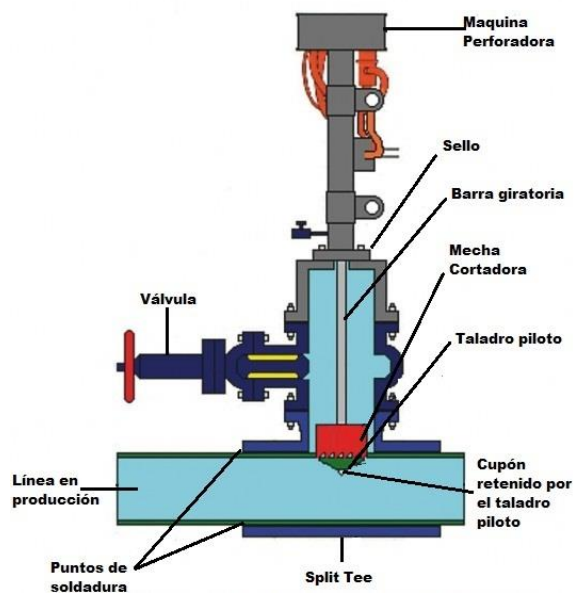
Se calcula que en promedio este tipo de sistemas son un 24% más económicas que soluciones soldadas y alrededor de un 73% más económicas que el reemplazo del tramo de tubería averiada [15].





*Figura 4 Refuerzo con material compuesto*

Dentro de los métodos para reparar defectos de tubería en servicio se destaca el tapón en caliente (Hot Tapping). Este consiste en adherir una conexión derivada y una válvula a la parte externa de una tubería en funcionamiento, para después cortar la pared de la tubería dentro de la derivación y quitar la sección de pared a través de la válvula, ver Figura 5. Se debe garantizar que la sección cortada cubra la totalidad del defecto y que el “hot tap” instalado resista los esfuerzos a los que está sometida la tubería [13].



*Figura 5 Instalación de tapón en caliente*

#### 4.2. Antecedentes en modelos y ecuaciones de diseño de mangas

La normativa relacionada existente no contiene modelos matemáticos para calcular o verificar soluciones de rehabilitación multicapa. Se presentan a continuación las más normas estudiadas y su descripción:

*Tabla 1 Compendio normativa estudiada*

<b>Norma</b>	<b>Título</b>	<b>Descripción</b>
ASME PCC-2 [2]	Repair of Pressure Equipment and Piping.	Normativa sobre los tipos de procedimientos de rehabilitación de tuberías y contenedores a presión.
ASME B31G [16]	Manual for Determining Remaining Strength of Corroded Pipelines.	Manual para cálculo de vida remanente en tuberías corroídas.
ASME B31.8S [17]	Managing System Integrity of Gas Pipelines.	Integridad de gestión aplicable a todos los sistemas de tuberías.
ISO/TS 24817 [18]	Petroleum, petrochemical and natural gas industries (Composite repairs for pipework) Qualification and design, installation, testing and inspection.	Proporciona requisitos y recomendaciones sobre el diseño, instalación, pruebas e inspección de la aplicación externa de compuesto para tuberías corroídas o dañadas utilizados en las industrias del petróleo, petroquímica y gas natural.
API 510 RP 2201 [19]	Procedures for welding or hot tapping on equipment containing flammables.	Solución y rehabilitación de tuberías en operación por soldadura que contienen material inflamable.
NACE RP 0169 [20]	Control of external corrosion on underground or submerged metallic piping system.	Lineamiento de inspecciones y mecanismos de control de vida útil de tubería.
ASTM D3039 [21]	Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials.	Resistencia a la tracción, módulo, deformación a la rotura, y el coeficiente de Poisson en el arco y en direcciones axiales en materiales compuestos.

ASTM D2583 [22]	Standard Test Method for Indentation Hardness of Rigid Plastics by Means of a Barcol Impressor.	Test de medición de dureza en compuestos poliméricos.
API 579-1/ASME FFS-1 [23]	Fitness-for Service.	Para determinar si el equipo está en condiciones de continuar la operación. Se puede utilizar para analizar, evaluar y controlar recipientes a presión, tuberías y tanques en operación continua.
ASTM G57 [24]	Standard Test Method for Field Measurement of Soil Resistivity Using the Wenner Four-Electrode Method.	Método de prueba que cubre equipos y procedimientos para la determinación de la resistividad del suelo.
ASTM F1743 – 08 [25]	Standard Practice for Rehabilitation of Existing Pipelines and Conduits by Pulled-in-Place Installation of Cured-in-Place Thermosetting Resin Pipe (CIPP).	Método para diseñar y calcular resistencia de revestimientos para instalaciones específicas, la instalación de referencia y métodos de curado.
ASTM D2240 [26]	Standard Test Method for Rubber Property—Durometer Hardness	El procedimiento para determinar la dureza de indentación de sustancias clasificadas como elastómeros termoplásticos, vulcanizado de caucho, materiales elastoméricos, y algunos plásticos.
ASTM E831 [27]	Standard Test Method for Linear Thermal Expansion of Solid Materials by Thermomechanical Analysis	Este método de ensayo determina el coeficiente técnico de expansión térmica lineal de materiales sólidos mediante técnicas de análisis termomecánico.
ASTM E1640 [28]	Standard Test Method for Assignment of the Glass Transition Temperature By	Este método de ensayo cubre la asignación de una temperatura de transición vítrea (Tg) de materiales utilizando analizadores mecánicos dinámicos.

	Dynamic Mechanical Analysis	
ASTM D648 [29]	Standard Test Method for Deflection Temperature of Plastics Under Flexural Load in the Edgewise Position	Este método de ensayo cubre la determinación de la temperatura a la que una deformación arbitraria se produce cuando las muestras se someten a un conjunto arbitrario de condiciones de prueba.
ASTM D695, ASTM D6641 [30] [31]	Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics	Este método de ensayo cubre la determinación de las propiedades mecánicas de plásticos rígidos no reforzados y reforzados, incluyendo materiales compuestos de alto módulo.
ASTM D3165 [32]	Standard Test Method for Strength Properties of Adhesives in Shear by Tension Loading of Single-Lap-Joint Laminated Assemblies	Determinación de las resistencias al cizallamiento comparativas de adhesivos en las articulaciones grandes en la zona cuando se prueba una muestra estándar de una sola junta de solapa.
ASTM G8 [33]	Standard Test Methods for Cathodic Disbonding of Pipeline Coatings	Procedimientos para determinar las características comparativas de los sistemas de revestimiento aplicadas al exterior de tubos de acero con el fin de prevenir o mitigar la corrosión que puede ocurrir en el servicio subterráneo.
ASTM D149 [34]	Standard Test Method for Dielectric Breakdown Voltage and Dielectric Strength of Solid Electrical Insulating Materials at Commercial Power Frequencies	Determinación de la rigidez dieléctrica de los materiales aislantes sólidos en las frecuencias de energía comercial.

De las normas citadas se destacan especialmente: ASME PCC-2, ASME B31G y ASME B31.8. La primera y la cual se pretende complementar en este estudio, comprende sistemas de reparación compuesta de mangas tipo A o tipo B y compuestos para tuberías con o sin fuga, con modelos que permiten calcular espesores mínimos de reparación para diferentes tipos de defectos, el efecto de la expansión térmica entre el laminado de la reparación, el cálculo de la longitud de reparación y factores externos como la resistencia a la presión externa del suelo en tuberías reparadas enterradas [2]. Excluyendo modelos que se puedan emplear en el diseño de reparaciones metálicas del tipo multi-cilindro de capa delgada.

La ASME B31G establece criterios para determinar si una tubería corroída puede mantenerse en servicio en forma segura considerando únicamente las fuerzas debidas a la presión interna en conjunto con factores como la longitud y profundidad máxima de la corrosión y radio y espesor de pared de la tubería. A través del empleo de ecuaciones y tablas, estas últimas aún más conservadoras que las primeras, para luego determinar una presión máxima de seguridad para el área corroída [16].

La ASME B31.8 adicionalmente especifica modelos para definir la longitud máxima permitida del rectificado o afilado con eliminación de metal en daños mecánicos externos en tuberías hasta en profundidades del 40% del espesor de la pared, resultantes de indentaciones inferiores al 4% del diámetro nominal de la tubería [17].

Es importante mencionar también, los resultados de investigaciones de autores como Becker [35] [36] [37] y Pugh [38] en las que se utilizaron los criterios de Tresca para analizar cilindros compuestos con más de dos elementos, en la cual, las tensiones residuales por cada elemento adicional se calculan unitariamente y se añaden las producidas por elementos previos. Para determinar la presión de fluencia final, el estado total de esfuerzos en la punta de cada elemento es calculado y verificado para fluencia [39].

Si hay  $m$  elementos y ninguna presión externa sobre el elemento exterior, la presión interna produce esfuerzos de fluencia simultáneos en todos los cilindros así:

$$P_y = \sum_{n=1}^m \frac{\sigma_{yn}}{2} \left( 1 - \frac{1}{k_n^2} \right)$$

Si todos los elementos tienen el mismo límite elástico, definen entonces la presión de fluencia máxima así:

$$\frac{P_{y \max}}{\sigma_y} = \frac{m}{2} \left( 1 - \frac{1}{k_t^{\frac{2}{m}}} \right)$$

Donde:

$P_y$  = Presión de inicio de fluencia

$\sigma_y$  = resistencia a la fluencia

$k$  = Proporción de diámetros  $r_2/r_1$

$P_*$  = Valor específico de presión

$n$  = Elementos involucrados

$m$  = Cantidad total de elementos

$t$  = espesor de pared

Es importante destacar que el modelo anterior es muy limitado, dado que sólo es válido en reparaciones offline o que se realizan fuera de servicio, de forma que sólo en este caso un sistema de reparación convencional multicapa permite aliviar o transferir carga de forma inmediata a la camisa externa una vez se ha reparado y se reestablece la presión de servicio. Así mismo, en el modelo mostrado no se consideran los efectos de dilataciones térmicas, contracciones del material de relleno, ni el efecto de contrapresiones o ajustes forzados del material de relleno entre camisa y tubería reparada para propiciar artificialmente el alivio o transferencia de carga desde la tubería reparada a la camisa tal como se da en las reparaciones offline, fuera de servicio al restituir la presión de la línea.

Este modelo no es aplicable al diseño de camisas de reparación, ya que no incluye variables asociadas al tamaño y profundidad de los defectos que permitan evaluar el efecto de éstos sobre los esfuerzos y deformaciones que se dan en el sistema de reparación.

Por otra parte, se destacan estudios como el realizado por Vedeld [40], donde investiga la respuesta elástica de cilindros huecos multicapa en condiciones de deformación plana generalizada sometidas a presión y temperatura, demostrada por inducción matemática a partir de aplicar la técnica adoptada inicialmente por Xiang [41] y Shi [42] quienes estudiaron cilindros presurizados de varias capas.

Publicaciones recientes cuya finalidad ha sido complementar la norma ASME PCC-2, han creado procedimientos para calcular los esfuerzos en mangas metálicas de envoltura total soldadas longitudinalmente entre sí y circunferencialmente a la tubería (tipo B). Obteniendo modelos para calcular el esfuerzo de Von-Mises en la tubería o recipiente a presión y en la manga de refuerzo, algebraicamente a través de ecuaciones de equilibrio [43]. Sin embargo, estos modelos están limitados a un arreglo de dos capas, la tubería y el refuerzo; sin posibilidad de adicionar, por ejemplo, un elemento espaciador entre ellas y mucho menos analizar efectos como la presurización de este último, el ajuste por interferencia entre capas o analizar la geometría del defecto e incluirla en el análisis. El

modelo desarrollado sin embargo cuenta con el alcance necesario para cumplir con estos objetivos y adicionalmente incluye los efectos de contracción de la resina espaciadora y dilataciones por temperatura en términos esfuerzos, para analizar soluciones de cualquier número de capas.

El estudio más reciente, hecho por W.H. Yeo [44] (2017), que propone una solución analítica que incorpora la variación de temperatura radial para resolver los problemas termomecánicos en un cilindro hueco multicapa a fin de evaluar los esfuerzos circunferenciales, esfuerzos axiales y desplazamientos, cambiando estos linealmente a través de cada capa en función del radio de la pared.

Se han realizado también otras investigaciones sobre sistemas multicapa para aplicaciones como películas, cerámicas, componentes microelectrónicos, ópticos, estructurales y recubrimientos protectores, entre otros [45].

A continuación, se presenta una tabla resumen que compara criterio a criterio los modelos y normas más relevantes en cuanto a diseño de mangas del tipo metálico para reparación o rehabilitación de tuberías a presión. La finalidad es recopilar el estado del arte realizado y evidenciar el alcance y bondades del modelo desarrollado en esta investigación.

En la Tabla 2 se presenta un resumen comparativo de las normas y modelos matemáticos empleados en el análisis de reparaciones o rehabilitaciones tipo manga metálica, algunos basados en la teoría de pared delgada, otros en pared gruesa; unos con capacidad de analizar arreglos de cilindros múltiples y otros limitados a 2 o 3 capas, entre otros aspectos. Como se puede observar el modelo aquí desarrollado tiene la suficiente versatilidad para cumplir cada uno de los criterios incluidos en esta tabla comparativo y destacarse como una opción completa capaz de satisfacer las necesidades actuales de este sector la industria. Adicionalmente permite decidir que tantas variables se desean involucrar en el análisis y que tan completo hacerlo.





## 5. Objetivo General

Desarrollar un modelo analítico para evaluar el comportamiento mecánico de sistemas de rehabilitación multicapas con espaciador ajustado por interferencia o contrapresión empleados en tuberías a presión, considerando el tamaño del defecto, contracciones eventuales de rellenos tipo resina y dilataciones térmicas.

### 4.1 Objetivos específicos.

1. Revisar el estado del arte en cuanto a soluciones de rehabilitación y los modelos asociados, para caracterizarlos funcionalmente e identificar las variables asociadas a su desempeño mecánico.
2. Desarrollar un nuevo modelo analítico capaz de evaluar el comportamiento mecánico para sistemas a presión cilíndricos multicapa incluyendo el efecto de variables asociadas a contrapresión, dilataciones térmicas y eventuales contracciones de la resina, como variables relacionadas con el tamaño del defecto.
3. Contrastar los resultados del modelo respecto a un modelo de referencia teórico, experimental o computacional.

## 6. Metodología Propuesta

Para cumplir con los objetivos propuestos se definen a continuación las actividades, técnicas y estrategias metodológicas de la tesis propuesta. Se describen las actividades para cada objetivo específico, los recursos y los entregables esperados necesarios para cumplir el objetivo general propuesto.

### 6.1. Desarrollo objetivo Específico 1

Revisar el estado del arte en cuanto a soluciones de rehabilitación y los modelos asociados, para caracterizarlos funcionalmente e identificar las variables asociadas a su desempeño mecánico.

En este objetivo se plantea todo el análisis de estado del arte, recopilación de información, autores relevantes, acercamientos y tendencias mundiales en cuanto a técnicas y sistemas de reparación / rehabilitación empleados en tuberías metálicas a presión defectuosas y los modelos analíticos existentes. Exponiendo sus ventajas, desventajas y oportunidades de mejora según los requerimientos de los nuevos desarrollos en el tema. Para un posterior análisis y caracterización funcional de sus principios básicos y variables asociadas al desempeño mecánico de los principales exponentes a fin de orientar el enfoque de la investigación.

*Actividades:*

- 6.1.1. Recopilación de la información técnica y científica relacionada.
- 6.1.2. Análisis y caracterización de las técnicas de rehabilitación y modelos analíticos destacados.
- 6.1.3. Identificación de las variables de mayor impacto en el desempeño mecánico

Recursos requeridos: Bases de datos de fuentes científicas, Software AHP o equivalente

### 6.2. Desarrollo objetivo específico 2

Desarrollar un nuevo modelo analítico capaz de evaluar el comportamiento mecánico para sistemas a presión cilíndricos multicapa.

Luego de detectar las falencias o necesidades de las soluciones de rehabilitación actuales, es necesario identificar también las oportunidades de mejora en los modelos analíticos que evalúan el comportamiento de estas. De manera que el modelo a desarrollar tenga la plena capacidad de evaluar las nuevas soluciones de rehabilitación igual o mejor que los modelos existentes en términos de esfuerzos y deformaciones. Incluyendo no solo las variables identificadas, sino también, otras que pueden ser de impacto como las resultantes de incluir efectos como la reducción del espesor de pared en la zona del defecto, el contacto existente entre la tubería intervenida y la rehabilitación o por ejemplo la incidencia de la reducir la presión de la tubería en la calidad de la intervención.

*Actividades:*

- 6.2.1. Caracterización de la normativa existente relacionada y sus alcances
- 6.2.2. Identificación de los modelos analíticos actuales y detección de insuficiencias
- 6.2.3. Planteamiento de nuevas variables de ingeniería que incluyan los nuevos requerimientos
- 6.2.4. Desarrollar un nuevo modelo analítico que sea sencillo, robusto y de fácil implementación.

Recursos requeridos: Normas técnicas, bases de datos de fuentes científicas, literatura especializada, herramientas ofimáticas.

### 6.3. Desarrollo objetivo específico 3

Contrastar los resultados del modelo respecto a un modelo de referencia teórico, experimental o computacional

Con el fin de verificar el nuevo modelo analítico desarrollado, se hace necesario contrastarlo con otro de características o alcance similar, para garantizar su certeza y robustez. Es necesario identificar antes, un modelo analítico referente o en su defecto resultados experimentales equivalentes a los obtenidos y establecer los criterios a emplear en la validación y los indicadores que permitan medirlos, sin descartar, una validación computacional a través de análisis por elementos finitos.

*Actividades:*

- 6.3.1. Identificación de un modelo analítico referente o en su defecto, resultados experimentales similares o análisis por elementos finitos.
- 6.3.2. Establecimiento de los criterios de comparación necesarios y sus indicadores.
- 6.3.3. Realización de un comparativo a fin de contrastar los alcances y resultados obtenidos en condiciones similares.

Recursos requeridos: Bases de datos de fuentes científicas, literatura especializada, herramientas ofimáticas.

## 7. Modelo con espaciador de alta resistencia y ajuste forzado

A continuación, se presenta el apartado principal de este estudio, el desarrollo del modelo analítico. Partiendo de estudios previos, consideraciones, identificación de variables hasta el desarrollo del mismo.

### 7.1. Metodología del Modelo

La metodología empleada para la modelización de estos sistemas, involucra una primera fase orientada a evaluar el rango normal de espesores y diámetros empleados en tuberías de transporte de gas, con el fin de determinar si es conveniente abordar el problema como cilindros de pared gruesa o de pared delgada; por lo general, estos sistemas pueden ser modelados como elementos de pared delgada con un error inferior al 5% basados en la teoría de Lamé [47], según la cual es necesario comparar los valores de esfuerzo dados por la teoría de cilindros de pared delgada y pared gruesa para presiones dadas y valores  $D/t$ . De manera que con varias relaciones  $D/t$  los valores de esfuerzo de las dos teorías pueden ser comparados, ver Figura 6. En la que se indican también el porcentaje de error implicado al utilizar teoría de pared delgada.

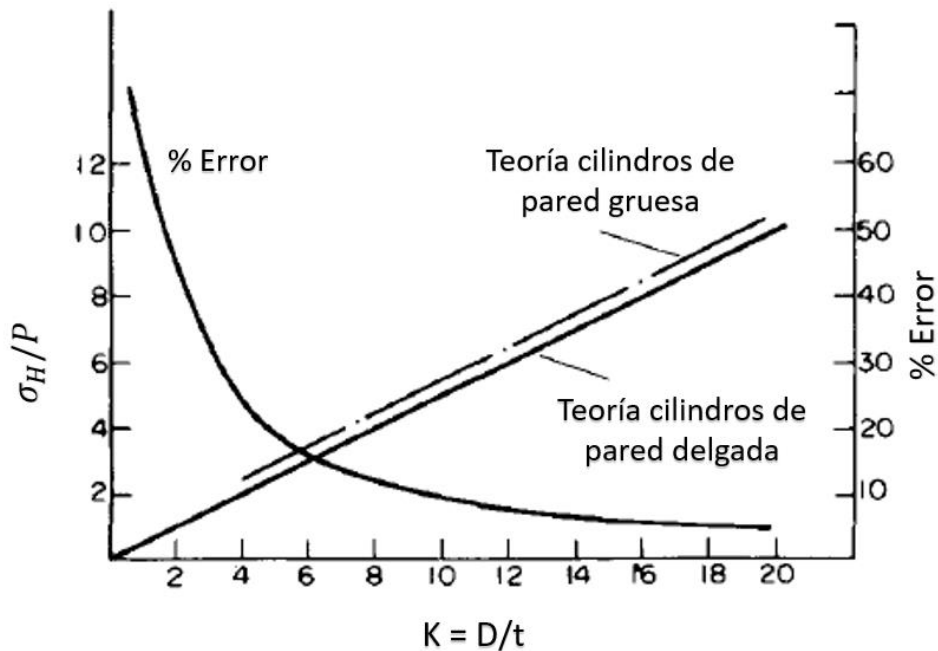


Figura 6 Comparación de las teorías de cilindros de pared delgada y pared gruesa para diversas relaciones diámetro / espesor. [47]

Se observa que el error se mantendrá dentro del 5% si se utilizan relaciones  $D/t$  superiores a 15. Sin embargo, si  $D$  se toma como el diámetro medio al calcular los valores con la teoría de cilindro de pared delgada en lugar del diámetro interior como se usa aquí, el porcentaje de error se reduce de 5% a aproximadamente 0,25% a  $D/t = 15$ . [47]

Una vez definida la base del modelo, se ejecuta la segunda fase del desarrollo, en la cual se derivan modelos de cilindro compuesto de pared delgada, considerando diferentes posibilidades o tipos de soluciones factibles en la práctica de reparación o rehabilitación de tuberías para el método con mangas de refuerzo del tipo A.

El primer tipo de modelo desarrollado se orienta a modelos de cilindro compuesto con relleno de resina de baja resistencia a tracción; el segundo, considera el efecto de cilindros con rellenos de resinas de elevada resistencia a tracción y, por último, se introduce el efecto de reducción de la presión o el de inyección y curado de resinas a presión, que es equivalente a la reducción de presión interna de la tubería, aliviando sus esfuerzos de trabajo. Este efecto se identifica con la variable  $\beta$  o factor de reducción de la presión.

Adicionalmente se incluyen también los efectos de contracción volumétrica y dilatación térmica de la resina por incremento de la temperatura. Específicamente para estos últimos se considera en su desarrollo el principio de superposición.

### 7.2. Efecto de reducir la presión y del área de contacto

Las normas y expertos recomiendan disminuir la presión de trabajo en la tubería durante la rehabilitación de un determinado tramo. Una razón para ello es garantizar la seguridad durante las operaciones, sin embargo, existe otra razón importante relacionada con la efectividad de la rehabilitación en términos del reforzamiento estructural que pueda dar al tramo intervenido especialmente si se está desarrollando un tipo de defecto cuya tasa de crecimiento aumenta con la intensidad de los esfuerzos experimentados.

Ya se ha mencionado que las mangas de refuerzo usualmente no alivian los esfuerzos de la tubería a menos que se utilicen diseños y técnicas especiales de aplicación. Incluso si la manga se ajusta perfectamente a la tubería y tiene costuras laterales 100% eficientes, a lo sumo soportará la mitad de la fracción de esfuerzo reducido si su espesor es al menos el mismo espesor de la tubería. [48]

En la Figura 7 ilustra la correlación entre el esfuerzo en la tubería, la presión de reparación y el espesor de pared, en el caso de una manga de refuerzo de acero. Se pueden observar las cantidades óptimas de intercambio de esfuerzos producidas por una manga con buen ajuste para varios valores de reducción de presión.

Donde:

$T_a$  = espesor real de pared de la tubería

$T_s$  = espesor de pared de la manga de acero

$S_o$  = esfuerzo inicial en la sección de tubería

$S_r$  = reducción del esfuerzo de la sección de tubo después de la instalación de la manga de acero

$P_r$  = presión reducida al momento de instalación de la manga

$P_h$  = presión de operación de la tubería

$SMYSc$  = límite de elasticidad mínimo tubería

$SMYSS$  = límite de elasticidad mínimo manga

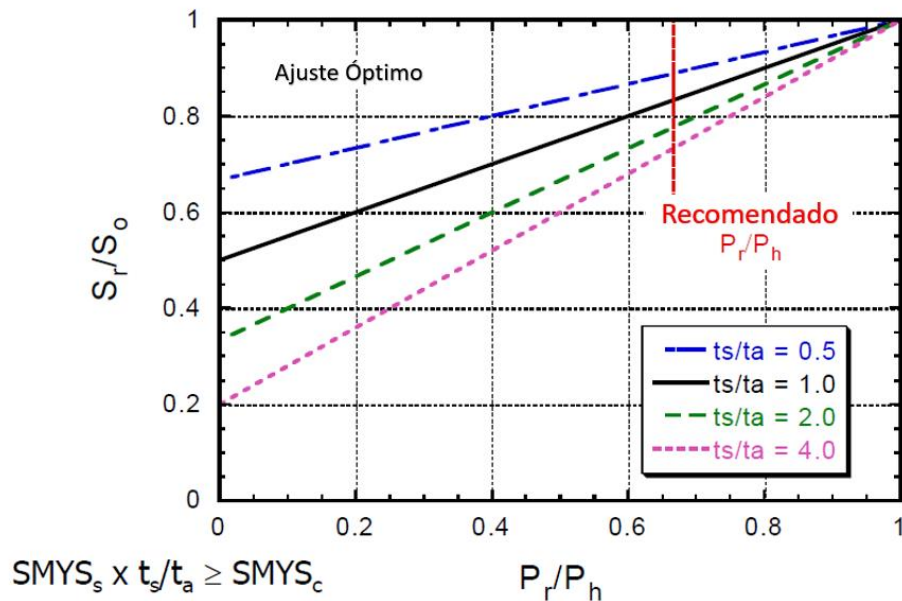


Figura 7 Relaciones teóricas entre el esfuerzo de la tubería, la presión de reparación y el espesor de la pared. [48]

En términos generales se puede observar de la figura anterior que en la medida que la presión de trabajo se reduce durante la rehabilitación, el esfuerzo que toma la tubería después de la reparación será menor. Dicha disminución será más pronunciada en la medida que el espesor de la manga sea mayor al de la tubería, debido a una mayor rigidez. En el caso de espesores iguales, la máxima disminución en presión tomada por la tubería será del 50%. El modelo del cual se derivaron estas figuras no considera el tamaño de los defectos, por tanto, sólo sirve para evaluar el efecto de reducir la presión durante la implementación de un sistema de reparación multi-capas.

Estos resultados son predicciones teóricas que consideran un perfecto acople entre la superficie de la tubería y la manga de refuerzo. La cantidad real de esfuerzo de la tubería soportada por la manga suele ser mucho menor de lo indicado en el gráfico anterior debido a las variaciones del ajuste entre tubería y manga y a la eficiencia de las costuras laterales.

La Figura 8 muestra la influencia del nivel de ajuste entre tubería y manga, denominado Coeficiente de Transferencia, y la distribución de esfuerzo en el conjunto tubería-manga. Se aprecia la cantidad predicha de los esfuerzos con grados de ajuste menores e iguales al ajuste óptimo, con la manga del mismo espesor que la tubería. El grado de ajuste fue modelado usando los siguientes coeficientes de transferencia de carga:

- 1 para el caso ideal de ajuste perfecto, el cual nunca se aproxima en la práctica sin carga mecánica.

- 0,5 para un relleno epóxico fuerte altamente comprimido, tal como el utilizado en mangas de compresión bien ajustadas.
- 0,25 para mangas típicas apretadas con relleno epóxico.
- 0,15 para mangas típicas apretadas con relleno epóxico solamente en el área del defecto.

Se puede observar que hay mucha menos transferencia del esfuerzo del tubo a la manga en casos realistas que en caso ideales.

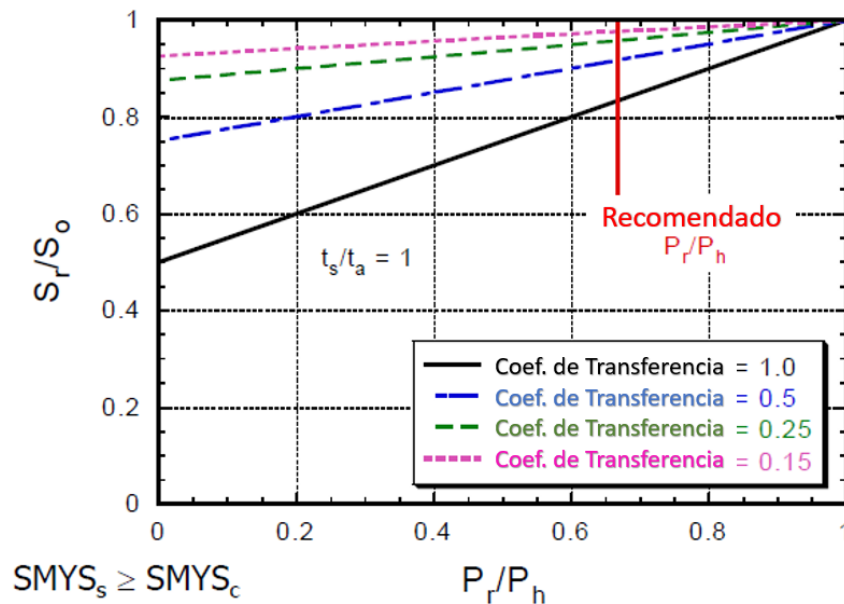


Figura 8 Relaciones predichas entre la tubería, presión de reparación y el grado de ajuste (coeficiente de transferencia) [48]

De la figura anterior se puede observar que entre menor sea el ajuste (o coeficiente de transferencia), la tubería continuará tomando la mayor parte de la carga, y por tanto el efecto de la manga de refuerzo será menor. Entonces, resulta importante, además de disminuir la presión interna en la tubería, garantizar el mejor ajuste posible entre manga y tubería. Para ello se requiere aplicar cargas externas durante la rehabilitación.

El presente estudio, permite que los esfuerzos de la tubería sean realmente transferidos al refuerzo, al emular el efecto de reducir la presión y de igual manera garantiza un contacto cercano al óptimo con el empleo de resinas de alta resistencia inyectadas a presión. Logrando transferir el esfuerzo circunferencial del defecto a la manga de refuerzo.

### 7.3.Consideraciones respecto al modelo

- Basado en el principio de análisis de recipientes a presión de pared delgada
- El Peso del fluido interno se considera insignificante
- Debido a la uniformidad de la carga, se asume un elemento del tubo lo suficientemente alejado de los extremos
- Las variables más relevantes son los esfuerzos normales circunferenciales en la dirección anular y los esfuerzos en la dirección radial.
- Se utiliza el método de las secciones para el análisis.
- La interacción entre varios cilindros se analiza como un sistema elástico paralelo.

### 7.4.Identificación y Asignación de Variables

Con el fin de garantizar claridad, se describe a continuación la nomenclatura empleada en el desarrollo de los modelos, indicando claramente las variables involucradas y la descripción de cada una:

$\lambda$  = *Factor de reducción del espesor*

$\beta$  = *Factor de reducción de la presión*

$P_i$  = *Presión interna tubería*

$L_d$  = *Longitud del defecto (longitudinal)*

$W_d$  = *Ancho del defecto (circunferencial)*

$L_r$  = *Longitud del refuerzo o rehabilitación*

$F_{sep}$  = *Fuerza de separación total*

$F_1$  = *Componente de la fuerza de separación en la tubería*

$F_d$  = *Componente de la fuerza de separación en el defecto*

$F_2$  = *Componente de la fuerza de separación en la resina*

$F_3$  = *Componente de la fuerza de separación en el refuerzo*

$t_1$  = *Espesor de la tubería sin defecto*

$t_d$  = *Espesor de la tubería en el defecto*

$t_2$  = *Espesor de la resina espaciadora*

$t_3$  = *Espesor del refuerzo*



$E_1 = \text{Modulo de Young tubería}$

$E_2 = \text{Modulo de Young resina espaciadora}$

$E_3 = \text{Modulo de Young refuerzo}$

$r_i = \text{Radio interno tubería}$

$r_1 = \text{Radio medio tubería}$

$r_2 = \text{Radio medio resina espaciadora}$

$r_3 = \text{Radio medio refuerzo}$

$K_1 = \text{Constante rigidez tubería}$

$K_d = \text{Constante rigidez zona con defecto}$

$K_{sd} = \text{Constante rigidez zona sin defecto}$

$K_{de} = \text{Constante rigidez total en el defecto}$

$K_2 = \text{Constante rigidez resina espaciadora}$

$K_3 = \text{Constante rigidez refuerzo}$

$\sigma_{t_1} = \text{Esfuerzo circunferencial en la tubería}$

$\sigma_{t_{10}} = \text{Esfuerzo circunferencial en la tubería sin rehabilitar}$

$\sigma_{t_d} = \text{Esfuerzo circunferencial en el defecto}$

$\sigma_{t_{d0}} = \text{Esfuerzo circunferencial en el defecto sin rehabilitar}$

$\sigma_{t_2} = \text{Esfuerzo circunferencial en la resina espaciadora}$

$\sigma_{t_3} = \text{Esfuerzo circunferencial en el refuerzo}$

$\sigma_{r_1} = \text{Esfuerzo radial en la tubería y en el defecto}$

$\sigma_{r_2} = \text{Esfuerzo radial en la resina espaciadora}$

$\sigma_{r_3} = \text{Esfuerzo radial en el refuerzo}$

$\sigma_{vm_1} = \text{Esfuerzo von mises tubería}$

$\sigma_{vm_d} = \text{Esfuerzo von mises defecto}$

$\sigma_{vm_2}$  = Esfuerzo von mises resina espaciadora

$\sigma_{vm_3}$  = Esfuerzo von mises refuerzo

$\epsilon_v$  = Coeficiente de contracción volumétrica resina

$\epsilon_l$  = Coeficiente de contracción lineal resina

$\Delta\sigma_{t_1} = \Delta\sigma_{r_1}$  = Esfuerzo debido a la contracción de la resina en la tubería

$\Delta\sigma_{t_2} = \Delta\sigma_{r_2}$  = Esfuerzo debido a la contracción de la resina en la resina

$\Delta\sigma_{t_3} = \Delta\sigma_{r_3}$  = Esfuerzo debido a la contracción de la resina en el refuerzo

$\alpha_1$  = Coeficiente de dilatación térmica de la tubería

$\alpha_2$  = Coeficiente de dilatación térmica de la resina espaciadora

$\alpha_3$  = Coeficiente de dilatación térmica del refuerzo

$\Delta T$  = Delta de temperatura a la que esta expuesto el sistema

$\delta_{term_1}$  = Desplazamiento debido a temperatura en la tubería

$\delta_{term_2}$  = Desplazamiento debido a temperatura en la resina

$\delta_{term_3}$  = Desplazamiento debido a temperatura en el refuerzo

$F_{term_1}$  = Fuerza debida a la temperatura en la tubería

$F_{term_2}$  = Fuerza debida a la temperatura en la resina

$F_{term_3}$  = Fuerza debida a la temperatura en el refuerzo

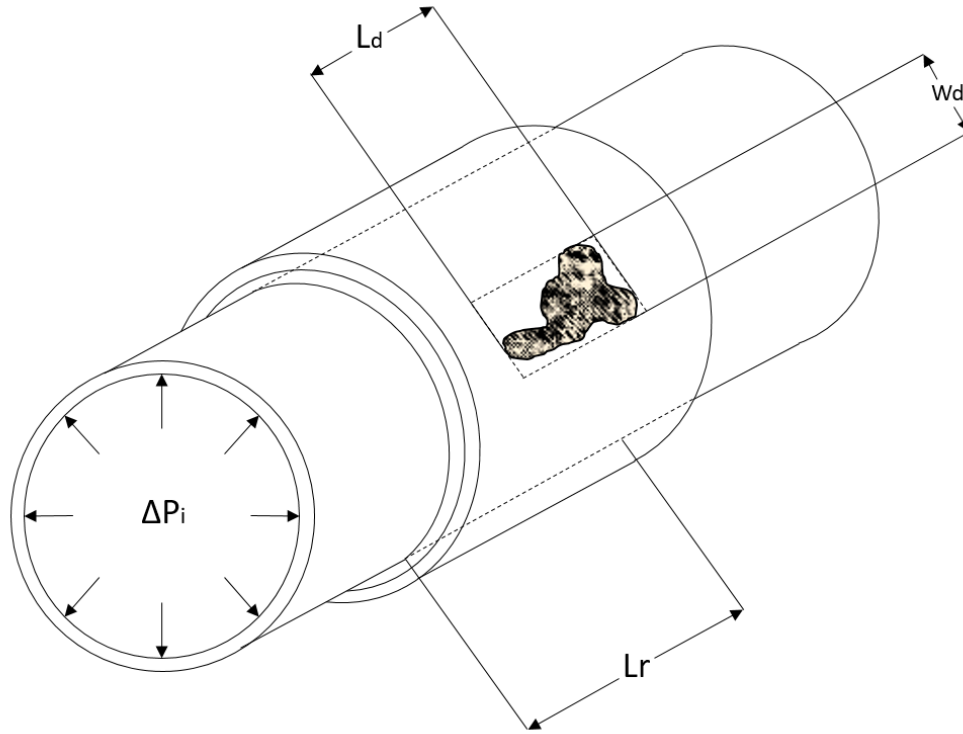
$\sigma_{term_1}$  = Esfuerzo debido a la temperatura en la tubería

$\sigma_{term_2}$  = Esfuerzo debido a la temperatura en la resina espaciadora

$\sigma_{term_3}$  = Esfuerzo debido a la temperatura en el refuerzo

Como se aprecia, se incluyeron nuevas variables en el modelo como el factor de reducción del espesor  $\lambda$ , que representa la fracción de espesor de tubería perdida en la zona más crítica del defecto y el factor de reducción de la presión  $\beta$  que representa el efecto de reducir la presión interna de la tubería sin hacerlo en la práctica. También se incluyeron las variables  $L_d$  y  $W_d$  que permiten definir la geometría del defecto e incluirlo en el análisis.

## 7.5. Modelo Analítico



*Figura 9 Esquema general de una tubería, el defecto y el sistema de rehabilitación con sus dimensiones principales*

Para una mejor comprensión del modelo e identificación de algunas de las variables involucradas, se presenta en la Figura 9, el esquema general del sistema de rehabilitación. Está compuesto por la tubería con un defecto focalizado, que ha sido circunscrito en un rectángulo de dimensiones  $L_d \times W_d$  correspondientes a las mayores dimensiones del defecto en las direcciones longitudinal y circunferencial respectivamente.

El refuerzo que puede ser multi capa, está centrado en el defecto y su longitud para efectos de este estudio se indica como  $L_r$ . En la Figura 10 se especifica el diagrama de cuerpo libre de medio casquete del sistema de rehabilitación, donde se indican variables como la presión interna, los radios medios y fuerzas tangenciales de los cilindros involucrados y los esfuerzos radiales.

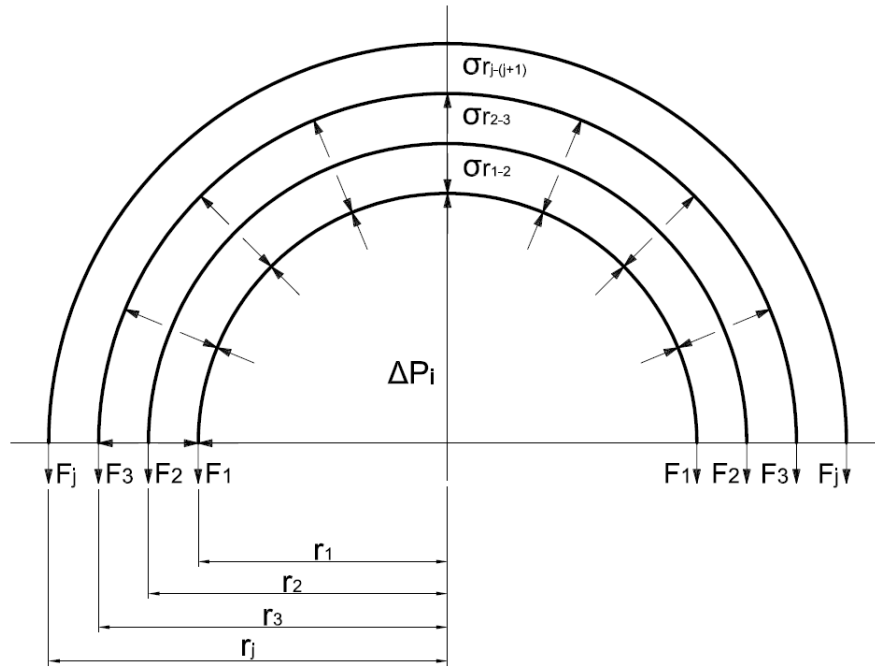


Figura 10 Diagrama de cuerpo libre de la tubería y el refuerzo

En el cual:

$$t_d = (1 - \lambda) * t_1$$

$$r_1 = r_i + \frac{t_1}{2}$$

$$r_2 = r_i + t_1 + \frac{t_2}{2}$$

$$r_3 = r_i + t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2}$$

$$r_j = r_i + \sum_{j=1}^n t_j + \frac{t_j}{2}$$

$$\Delta P_i = \beta * P_i$$

$$\sigma_{t_{10}} = \frac{P_i * r_1}{t_1}$$

Al seccionar o dividir en dos casquetes el cilindro, existe entonces una fuerza de separación ( $F_{Sep}$ )

$$F_{Sep} = \beta * P_i * r_i * L_r * 2 = (F_1 + F_d + F_2 + F_3) * 2 \quad \text{Ec. 1}$$

$$\beta * P_i * r_i * L_r = F_d * \left( \frac{F_1}{F_d} + 1 + \frac{F_3}{F_d} + \frac{F_2}{F_d} \right) \text{ Ec. 2}$$

Observando que el sistema puede considerarse como un sistema elástico paralelo:

$$\frac{F_1}{F_d} = \frac{K_1}{K_{de}} \text{ Ec. 3}$$

$$\frac{F_2}{F_d} = \frac{K_2}{K_{de}} \text{ Ec. 4}$$

$$\frac{F_3}{F_d} = \frac{K_3}{K_{de}} \text{ Ec. 5}$$

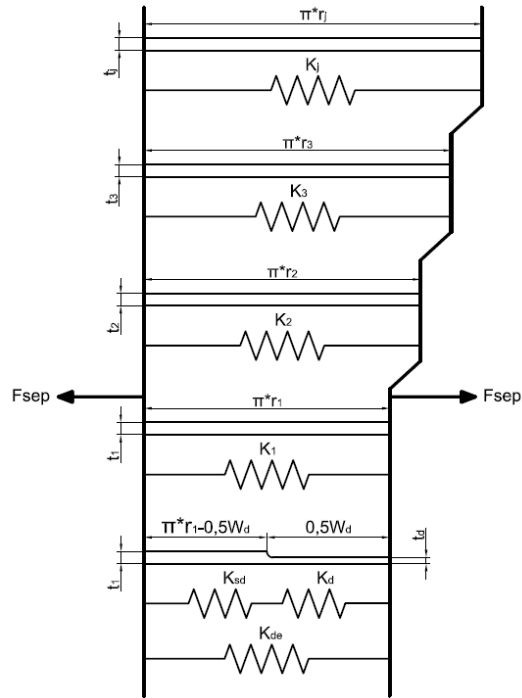


Figura 11 Esquema general el análisis de sistemas de múltiples cilindros como sistema elástico paralelo

Entonces, la fuerza tangencial sobre cada elemento depende de su rigidez, que es:

$$K_i = \frac{t_i * l_i * E_i}{\pi * r_i} \text{ Ec. 6}$$

De manera que se puede determinar  $K_1$ ,  $K_2$  y  $K_3$ :

$$K_1 = \frac{t_1 (L_r - L_d) * E_1}{\pi * r_1} \text{ Ec. 7}$$

$$K_2 = \frac{t_2 * L_r * E_2}{\pi * r_2} \text{ Ec. 8}$$

$$K_3 = \frac{t_3 * L_r * E_3}{\pi * r_3} \text{ Ec. 9}$$

Dado que se obtiene la solución para cada rigidez de manera similar, se observa que la solución general sin presencia de defectos es:

$$K_j = \frac{t_j * L_r * E_j}{\pi * r_j} \text{ Ec. 10}$$

Despejando  $F_d$  de la Ec. 2 y reemplazando Ec. 3, Ec. 4 y Ec. 5, se tiene:

$$\beta * P_i * r_i * L_r = F_d * \left( \frac{K_1}{K_{de}} + 1 + \frac{K_2}{K_{de}} + \frac{K_3}{K_{de}} \right) \text{ Ec. 11}$$

$$F_d = \frac{\beta * P_i * r_i * L_r * K_{de}}{(K_1 + K_{de} + K_2 + K_3)} \text{ Ec. 12}$$

De forma análoga se determinan las demás fuerzas involucradas así:

$$F_1 = \frac{\beta * P_i * r_i * L_r * K_1}{(K_1 + K_{de} + K_2 + K_3)} \text{ Ec. 13}$$

$$F_2 = \frac{\beta * P_i * r_i * L_r * K_2}{(K_1 + K_{de} + K_2 + K_3)} \text{ Ec. 14}$$

$$F_3 = \frac{\beta * P_i * r_i * L_r * K_3}{(K_1 + K_{de} + K_2 + K_3)} \text{ Ec. 15}$$

Dado que se obtiene la solución de manera similar, se observa que la solución general para la fuerza es:

$$F_j = \frac{\beta * P_i * r_i * L_r * K_j}{\left( \sum_{j=1}^n K_j \right)} \text{ Ec. 16}$$

El esfuerzo circunferencial total en la tubería y en el defecto, a diferencia del resto de cilindros del sistema, está compuesto por un esfuerzo debido a la presión interna menos el factor de reducción de la presión, al cual llamaremos esfuerzo inicial, más un esfuerzo debido a la diferencia de presión  $\Delta P_i$  que se distribuye en los otros elementos del sistema, así:

$$\sigma_{t_1} = \sigma_{t_{1in}((1-\beta)*P_i)} + \sigma_{t_{1fin}(\Delta P_i = \beta * P_i)} \text{ Ec. 17}$$

$$\sigma_{t_d} = \sigma_{t_{din}((1-\beta)*P_i)} + \sigma_{t_{dfin}(\Delta P_i = \beta * P_i)} \text{ Ec. 18}$$

Para el caso de la tubería se tiene:

$$\sigma_{t_{1in}} = \frac{F_{1in}}{t_1 * (L_r - L_d)} \text{ Ec. 19}$$

$$\sigma_{t_{1fin}} = \frac{F_1}{t_1 * (L_r - L_d)} \text{ Ec. 20}$$

Con

$$F_{1in} = \frac{(1-\beta)*P_i*r_i+L_r*K_1}{(K_1+K_{de})} \text{ Ec. 21}$$

Reemplazando Ec. 19 y 20 en Ec. 17 se obtiene el esfuerzo circunferencial resultante en la tubería:

$$\sigma_{t_1} = \frac{F_{1in}}{t_1*(L_r-L_d)} + \frac{F_1}{t_1*(L_r-L_d)} \text{ Ec. 22}$$

Para el caso del defecto se tiene:

$$\sigma_{tdin} = \frac{F_{din}}{t_d*L_d} \text{ Ec. 23}$$

$$\sigma_{tdfin} = \frac{F_d}{t_d*L_d} \text{ Ec. 24}$$

Con

$$F_{din} = \frac{(1-\beta)*P_i*r_i+L_r*K_{de}}{(K_1+K_{de})} \text{ Ec. 25}$$

Reemplazando Ec. 23 y 24 en la Ec. 18 se obtiene el esfuerzo circunferencial resultante en el defecto:

$$\sigma_{t_d} = \frac{F_{din}}{t_d*L_d} + \frac{F_d}{t_d*L_d} \text{ Ec. 26}$$

Para determinar el esfuerzo en la resina espaciadora, en el refuerzo y en el resto de cilindros involucrados solo se tiene en cuenta el esfuerzo debido a la diferencia de presión  $\Delta P_i$  que se distribuye

$$\sigma_{t_2} = \frac{F_2}{t_2*L_r} \text{ Ec. 27}$$

$$\sigma_{t_3} = \frac{F_3}{t_3*L_r} \text{ Ec. 28}$$

Dado que se obtiene la solución para cada esfuerzo tangencial de manera similar, se observa que la solución general para esfuerzos tangenciales sin presencia de defectos es:

$$\sigma_{t_j} = \frac{F_j}{t_j*L_r} \text{ Ec. 29}$$

La rigidez  $K_{de}$  está compuesta a su vez por un sistema elástico en serie de dos elementos, el  $K_{sd}$  o región de la tubería sin defecto y  $K_d$  o región de la tubería con defecto. El primero de longitud  $\pi * r_1$  y el segundo de longitud  $\frac{W_d}{2}$ .

$$\frac{1}{K_{de}} = \frac{1}{K_{sd}} + \frac{1}{K_d} \quad \text{Ec. 30}$$

$$\frac{1}{K_{de}} = \frac{1}{K_d} * \left( \frac{K_d}{K_{sd}} + 1 \right) \quad \text{Ec. 31}$$

$$K_{de} = K_d * \frac{1}{\left( \frac{K_d}{K_{sd}} + 1 \right)} \quad \text{Ec. 32}$$

Donde las rigideces correspondientes son:

$$K_d = \frac{t_d * L_d * E_1}{0.5 W_d} \quad \text{Ec. 33}$$

$$K_{sd} = \frac{t_1 * L_d * E_1}{\pi * r_1 - 0.5 W_d} \quad \text{Ec. 34}$$

Por otra parte, para determinar los esfuerzos radiales en el sistema, se analiza la tubería y realiza una sumatoria de fuerzas correspondiente y con el fin de ser conservadores en los análisis, se toma el esfuerzo radial más crítico en cada caso, es decir, el correspondiente al radio interno de cada cilindro analizado.

Es claro que el esfuerzo radial sobre la tubería es debido únicamente a la presión interna de la tubería:

$$\sigma_{r_1} = (1 - \beta) * P_i + \beta * P_i = P_i \quad \text{Ec. 35}$$

El esfuerzo radial sobre la resina es debido a la presurización de esta, es decir, al factor  $\beta$  empleado:

$$\sigma_{r_2} = \beta * P_i \quad \text{Ec. 36}$$

Y el esfuerzo radial correspondiente al refuerzo, se determina así:

$$2 * \beta * P_i * r_2 * L_r - 2 * \sigma_{r_3} * r_2 * L_r = 2 * F_2 \quad \text{Ec. 37}$$

$$\sigma_{r_3} = \frac{\beta * P_i * r_2 * L_r - F_2}{r_2 * L_r} \quad \text{Ec. 38}$$

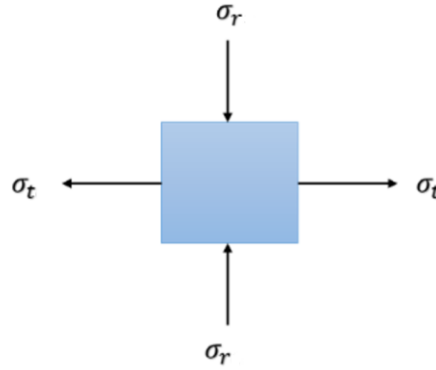
$$\sigma_{r_3} = \beta * P_i - \frac{F_2}{r_2 * L_r} \quad \text{Ec. 39}$$



En consecuencia, la solución general de los esfuerzos radiales es:

$$\sigma_{r_j} = \beta * P_i - \sum_{j=2}^{n-1} \frac{F_j}{r_j * L_r} \quad \text{Ec. 40}$$

Analizando el elemento diferencial en cada uno de los componentes del sistema:



*Figura 12 Estado de esfuerzos del elemento diferencial para cada componente del sistema*

Por lo tanto, la tensión de von mises es entonces:

$$\sigma_{vm_1} = \sqrt{\sigma_{t_1}^2 + \sigma_{r_1}^2 - \sigma_{t_1} * \sigma_{r_1}} \quad \text{Ec. 41}$$

$$\sigma_{vm_d} = \sqrt{\sigma_{t_d}^2 + \sigma_{r_1}^2 - \sigma_{t_d} * \sigma_{r_1}} \quad \text{Ec. 42}$$

$$\sigma_{vm_2} = \sqrt{\sigma_{t_2}^2 + \sigma_{r_2}^2 - \sigma_{t_2} * \sigma_{r_2}} \quad \text{Ec. 43}$$

$$\sigma_{vm_3} = \sqrt{\sigma_{t_3}^2 + \sigma_{r_3}^2 - \sigma_{t_3} * \sigma_{r_3}} \quad \text{Ec. 44}$$

De forma generalizada:

$$\sigma_{vm_j} = \sqrt{\sigma_{t_j}^2 + \sigma_{r_j}^2 - \sigma_{t_j} * \sigma_{r_j}} \quad \text{Ec. 45}$$

Por superposición se puede incluir el efecto de la contracción de la resina espaciadora así:

Si se conoce la contracción volumétrica, se puede obtener la contracción lineal derivando:

$$\epsilon_v = \frac{d_v}{v} = \frac{3l^2 dt}{l^3} = 3\epsilon_l \quad \text{Ec. 46}$$

$$\epsilon_l = \frac{1}{3} \epsilon_v \quad \text{Ec. 47}$$

Considerando que una resina  $E_{resina} = E_2 \ll E_{acero} = E_1 = E_3$ . En la contracción de la resina se inducen esfuerzos radiales de tracción sobre la misma, si ella permanece adherida a la tubería y al refuerzo; se considera una contracción hidrostática, es decir, los esfuerzos tangenciales son iguales a los radiales.

Los esfuerzos radiales de tracción sobre la resina serán entonces:

$$\Delta\sigma_{r_2} = \Delta\sigma_{t_2} = E_2 * \epsilon_l = \Delta P_i \quad \text{Ec. 48}$$

Este esfuerzo radial inducido en la resina es equivalente en esfuerzos en el refuerzo a una reducción de la presión y en la tubería equivale a un incremento de la presión en términos de esfuerzo.

En la tubería hay que superponer el siguiente esfuerzo:

$$\Delta\sigma_{t_1} = \Delta\sigma_{r_1} = + \frac{E_2 * \epsilon_l (r_i + t_1)}{t_1} \quad \text{Ec. 49}$$

En el refuerzo hay que superponer el siguiente esfuerzo:

$$\Delta\sigma_{t_3} = \Delta\sigma_{t_3} = - \frac{E_2 * \epsilon_l (r_i + t_1 + t_2)}{t_3} \quad \text{Ec. 50}$$

Los siguientes cilindros se continúan calculando de la misma manera que el anterior, de modo que la forma generalizada, sería:

$$\Delta\sigma_{t_j} = \Delta\sigma_{r_j} = - \frac{E_2 * \epsilon_l (r_i + \sum_{j=1}^n t_j)}{t_j} \quad \text{Ec. 51}$$

De igual manera también se puede incluir por superposición los esfuerzos debidos a la temperatura:

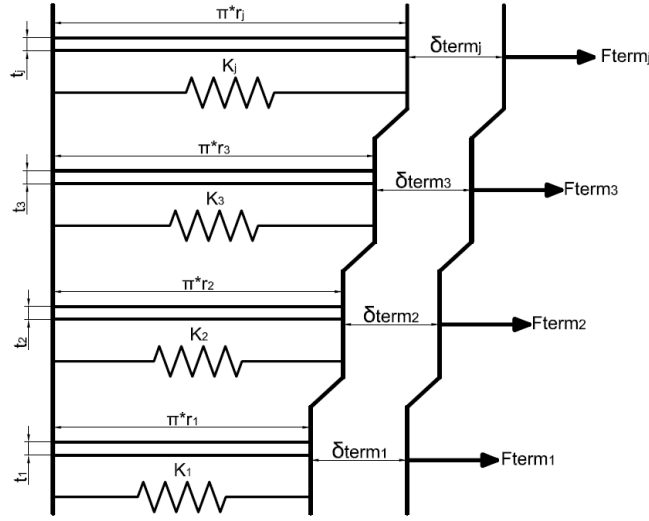


Figura 13 Esquema del efecto térmico en sistemas de múltiples cilindros analizado como sistema elástico paralelo

Se determinan inicialmente los desplazamientos causados por las diferentes longitudes y coeficientes de dilatación térmica de los elementos involucrados en el sistema:

$$\delta_{term_1} = \alpha_1 * \pi * r_1 * \Delta T \text{ Ec. 52}$$

$$\delta_{term_2} = \alpha_2 * \pi * r_2 * \Delta T \text{ Ec. 53}$$

$$\delta_{term_3} = \alpha_3 * \pi * r_3 * \Delta T \text{ Ec. 54}$$

$$\delta_{term_j} = \alpha_j * \pi * r_j * \Delta T \text{ Ec. 55}$$

Para luego analizar de a par el efecto que tienen estos entre sí y determinar la fuerza térmica en cada componente:

$$F_{term_1} = \frac{\delta_{term_1} - \delta_{term_1}}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_1}} + \frac{\delta_{term_2} - \delta_{term_1}}{\frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_1}} + \frac{\delta_{term_3} - \delta_{term_1}}{\frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_1}} \text{ Ec. 56}$$

$$F_{term_2} = \frac{\delta_{term_1} - \delta_{term_2}}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}} + \frac{\delta_{term_2} - \delta_{term_2}}{\frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_2}} + \frac{\delta_{term_3} - \delta_{term_2}}{\frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_2}} \text{ Ec. 57}$$

$$F_{term_3} = \frac{\delta_{term_1} - \delta_{term_3}}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_3}} + \frac{\delta_{term_2} - \delta_{term_3}}{\frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}} + \frac{\delta_{term_3} - \delta_{term_3}}{\frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_3}} \text{ Ec. 58}$$

Es claro que siempre hay un término igual cero debido a que se están restando dos desplazamientos iguales, por ejemplo,  $\frac{\delta_{term_1} - \delta_{term_1}}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_1}} = 0$

Como el procedimiento de cálculo es igual sin importar la cantidad de capas o cilindros, la formula general para el cálculo es:

$$F_{term_j} = \sum_{k=1}^m \frac{\delta_{term_k} - \delta_{term_j}}{\frac{1}{K_k} + \frac{1}{K_j}} \quad \text{Ec. 59}$$

Luego de obtener la fuerza térmica, es posible determinar los valores de los esfuerzos debidos a la temperatura en cada componente:

$$\sigma_{term_1} = \frac{F_{term_1}}{t_1 * L_r} \quad \text{Ec. 60}$$

$$\sigma_{term_2} = \frac{F_{term_2}}{t_2 * L_r} \quad \text{Ec. 61}$$

$$\sigma_{term_3} = \frac{F_{term_3}}{t_3 * L_r} \quad \text{Ec. 62}$$

Cuya fórmula general es:

$$\sigma_{term_j} = \frac{F_{term_j}}{t_j * L_r} \quad \text{Ec. 63}$$

### Modelo analítico con espesor remanente uniforme

El siguiente modelo, siendo una variante del anterior, no incluye el defecto focalizado sobre la tubería, sino que por el contrario está en la capacidad de evaluar aquellas tuberías que han perdido de manera uniforme el espesor, por ejemplo, causados por corrosión generalizada en toda la tubería.

Para este caso  $t_1 = t_d$ , es decir, el espesor de la tubería es igual al espesor remanente de un defecto que la cubre en su totalidad.

Tomando en cuenta que el Sistema está en equilibrio  $\sum F_z = 0$  la sumatoria de fuerzas es:

$$2 * \sigma_{t_1} * t_1 * L_r - 2 * \sigma_{t_2} * t_2 * L_r - 2 * \sigma_{t_3} * t_3 * L_r = 2 * \beta * P_i * r_i * L_r \quad \text{Ec. 64}$$

$$F_1 + F_2 + F_3 = \beta * P_i * r_i * L_r \quad \text{Ec. 65}$$

De la misma forma que el modelo anterior, el sistema puede considerarse un sistema elástico paralelo, la fuerza tangencial sobre cada elemento depende de su rigidez, que es:

$$K_i = \frac{t_i * l_i * E_i}{\pi * r_i} \quad \text{Ec. 6}$$

Para cada elemento, implementando así una condición de compatibilidad en sistemas elásticos paralelos:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{K_1}{K_2} \quad \text{Ec. 66}$$

$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{K_1}{K_3} \quad \text{Ec. 67}$$

Despejando la Ec. 65 y 66 y reemplazando en la Ec. 64, obtenemos:

$$F_1 + \frac{F_1 * K_2}{K_1} + \frac{F_1 * K_3}{K_1} = \beta * P_i * r_i * L_r$$

Despejando:

$$F_1 = \frac{\beta * P_i * r_i * L_r}{1 + \frac{K_2}{K_1} + \frac{K_3}{K_1}}$$

De la misma forma para el resto de fuerzas tangenciales:

$$F_2 = \frac{\beta * P_i * r_i * L_r}{1 + \frac{K_1}{K_2} + \frac{K_3}{K_2}}$$

$$F_3 = \frac{\beta * P_i * r_i * L_r}{1 + \frac{K_1}{K_3} + \frac{K_2}{K_3}}$$

Igual que el modelo anterior, el esfuerzo circunferencial total en la tubería a diferencia del resto de cilindros del sistema, está compuesto por un esfuerzo debido a la presión interna menos el factor de reducción de la presión, al cual llamaremos esfuerzo inicial, más un esfuerzo debido a la diferencia de presión  $\Delta P_i$  que se distribuye en los otros elementos del sistema, así:

$$\sigma_{t_1} = \sigma_{t_{1in}((1-\beta)*P_i)} + \sigma_{t_{1fin}} \Delta P_i = \beta * P_i \quad \text{Ec. 17}$$

Donde:

$$\sigma_{t_{1in}} = \frac{(1-\beta)*P_i*r_i}{t_1} \quad \text{Ec. 68}$$

$$\sigma_{t_{1fin}} = \frac{F_1}{t_1*L_r} \quad \text{Ec. 69}$$

Reemplazando Ec. 67 y 68 en Ec. 17 se obtiene el esfuerzo circunferencial resultante en la tubería:

$$\sigma_{t_1} = \frac{(1-\beta)*P_i*r_i}{t_1} + \frac{F_1}{t_1*L_r} \quad \text{Ec. 70}$$

Para determinar el esfuerzo en la resina espaciadora, en el refuerzo y en el resto de cilindros involucrados solo se tiene en cuenta el esfuerzo debido a la diferencia de presión  $\Delta P_i$  que se distribuye, utilizando las ecuaciones del modelo anterior:

$$\sigma_{t_2} = \frac{F_2}{t_2 * L_r} \quad \text{Ec. 27}$$

$$\sigma_{t_3} = \frac{F_3}{t_3 * L_r} \quad \text{Ec. 28}$$

Dado que se obtiene la solución para cada esfuerzo tangencial de manera similar, se observa que la solución general para esfuerzos tangenciales sin presencia de defectos es igual al modelo con defecto focalizado:

$$\sigma_{t_j} = \frac{F_j}{t_j * L_r} \quad \text{Ec. 29}$$

Las rigideces se calculan en base a la solución general para cilindros sin presencia de defectos del modelo anterior:

$$K_j = \frac{t_j * L_r * E_j}{\pi * r_j} \quad \text{Ec. 10}$$

Obteniendo entonces:

$$K_1 = \frac{t_1 * L_r * E_1}{\pi * r_1} \quad \text{Ec. 71}$$

$$K_2 = \frac{t_2 * L_r * E_2}{\pi * r_2} \quad \text{Ec. 8}$$

$$K_3 = \frac{t_3 * L_r * E_3}{\pi * r_3} \quad \text{Ec. 9}$$

Observe que la constante de rigidez en la tubería  $K_1$  de este modelo difiere del modelo anterior.

Habiendo definido los esfuerzos circunferenciales en todos los elementos del sistema, es posible calcular también los esfuerzos radiales para cada uno de estos empleando las ecuaciones 35, 39 y 40; para los esfuerzos de von mises las ecuaciones 41 a 45; para incluir por superposición el efecto de la contracción del espaciador las ecuaciones 48 a 51 y para incluir también por superposición el efecto de la temperatura las ecuaciones 60 a 63.

## 8. Análisis de resultados y verificación

Entre las bondades que ofrece este desarrollo se destaca principalmente el poder modelar una baja inducida de la presión interna de la tubería a rehabilitar sin la necesidad de hacerlo en la práctica y poder evaluar el impacto en términos del alivio de esfuerzos esperado en la tubería. Esto se puede lograr presurizando el espaciador de resina cuando aún está en estado líquido antes de iniciar el curado.

Presurizar la resina también garantiza una mejor transferencia de carga entre la tubería y el refuerzo, ya se ha mencionado (Ver Figura 8) que una transferencia total de esfuerzos no se puede conseguir en la práctica y que la mejor opción es precisamente este procedimiento.

Con el fin de analizar los resultados obtenidos en este modelo, se procede a continuación a evaluar la incidencia de algunas de las variables más relevantes en los valores de esfuerzos tangenciales de cada uno de los elementos que componen el sistema de cilindros múltiples, en este caso consta de 2 cilindros metálicos con espaciador en resina presurizado con un factor de reducción de la presión de 0,3 o lo que es lo mismo, cuando se induce una bajada de presión interna de un 30%.

En la Figura 14 se analiza la incidencia de aumentar el módulo de Young de la resina espaciadora  $E_2$  hasta igualarlo al módulo de Young de la tubería  $E_1$ . Es evidente que por mucho que se eleve el valor  $E_2$ , es poca la reducción en el valor de esfuerzos en el defecto y en la tubería, es prácticamente nula la incidencia en el refuerzo y se evidencia un leve aumento en los esfuerzos presentes en la resina. En general, utilizar una resina espaciadora con un alto módulo de Young se justifica para garantizar el carácter activo de la solución y la transferencia de esfuerzo hacia el refuerzo y mas no para la disminución de los mismos.

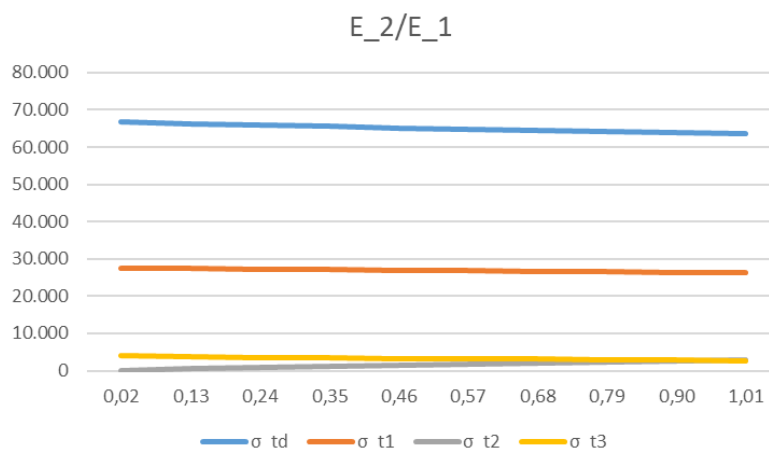


Figura 14 Incidencia del módulo de elasticidad de la resina espaciadora sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples

En la Figura 15 se analiza la incidencia de aumentar la longitud del defecto  $L_d$  hasta casi igualarlo al valor de longitud de la manga de rehabilitación  $L_r$ . Es evidente que los valores de esfuerzos en la resina espaciadora y el refuerzo permanecen inalterados, mientras que se observa un leve aumento en los valores de esfuerzos en el defecto y la tubería.

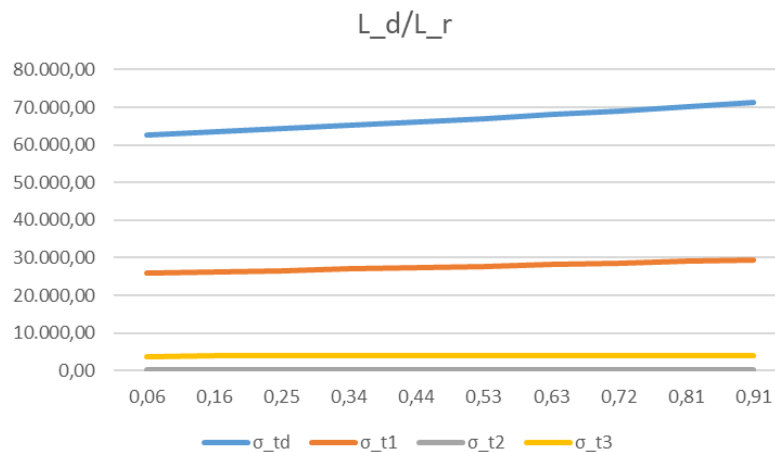


Figura 15 Incidencia de la longitud del defecto sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples

En la Figura 16 se grafica la incidencia de aumentar el ancho del defecto hasta igualarlo a la longitud de la circunferencia de la tubería. Es evidente que los valores de esfuerzos en la resina espaciadora y en el refuerzo no varían, sin embargo, se aprecia una disminución significativa de los esfuerzos en el defecto al mismo tiempo que los valores de esfuerzos en la tubería aumentan hasta hacerse iguales, cuando  $W_d = 2 * \pi * r_1$ .

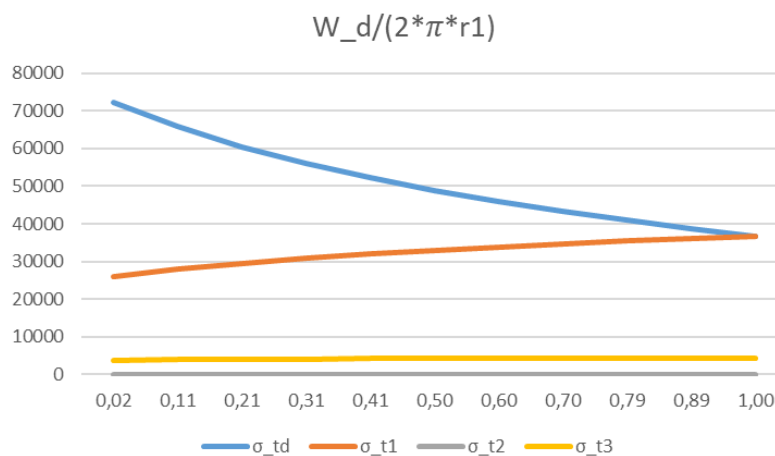


Figura 16 Incidencia del ancho del defecto sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples



La Figura 17 evidencia que el espesor de la resina espaciadora no tiene ninguna incidencia sobre el valor de esfuerzos de los elementos que componen el sistema de cilindros múltiples sin importar que tan grande sea el valor de este.

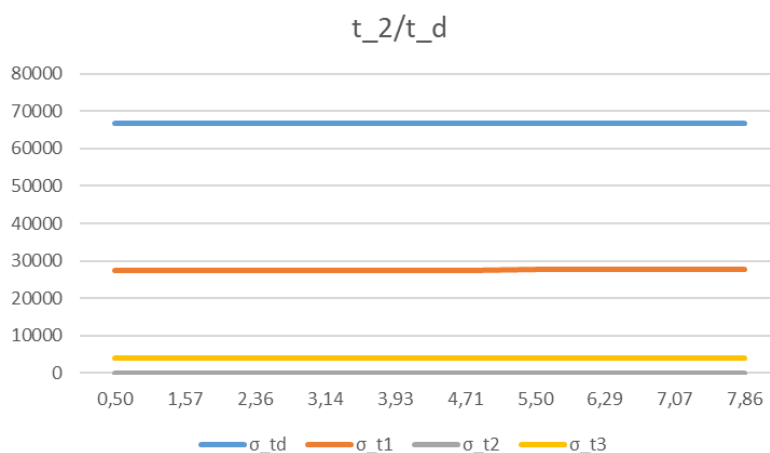


Figura 17 Incidencia del espesor de la resina espaciadora sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples

En la Figura 17 es evidente que existe cierta influencia del espesor del refuerzo sobre la reducción de los esfuerzos en el defecto, resina espaciadora y refuerzo, especialmente en el primer caso.

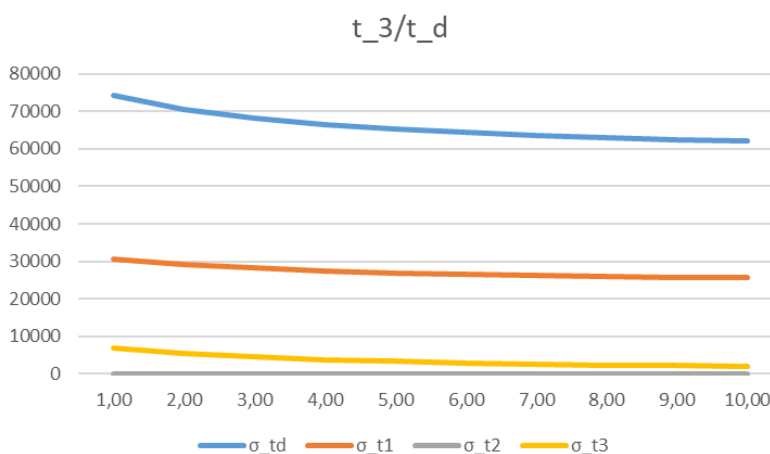


Figura 18 Incidencia del espesor del refuerzo sobre los valores de esfuerzos del sistema de cilindros múltiples

Como se puede observar, ninguna de las variables anteriormente analizadas, incide considerablemente en la reducción de los esfuerzos de la tubería y el defecto y ninguna aumenta la carga sobre el refuerzo, que es lo que se desea finalmente.

En la Figura 19 sin embargo, se observa como la relación entre los esfuerzos circunferenciales de la tubería antes y después de rehabilitar (eje vertical) disminuye a

medida que la relación de espesores del refuerzo y tubería aumenta (eje horizontal). Es decir, la variable que realmente influye en una rehabilitación exitosa que logre reducir los esfuerzos de la tubería afectada es el factor de reducción de la presión  $\beta$ .

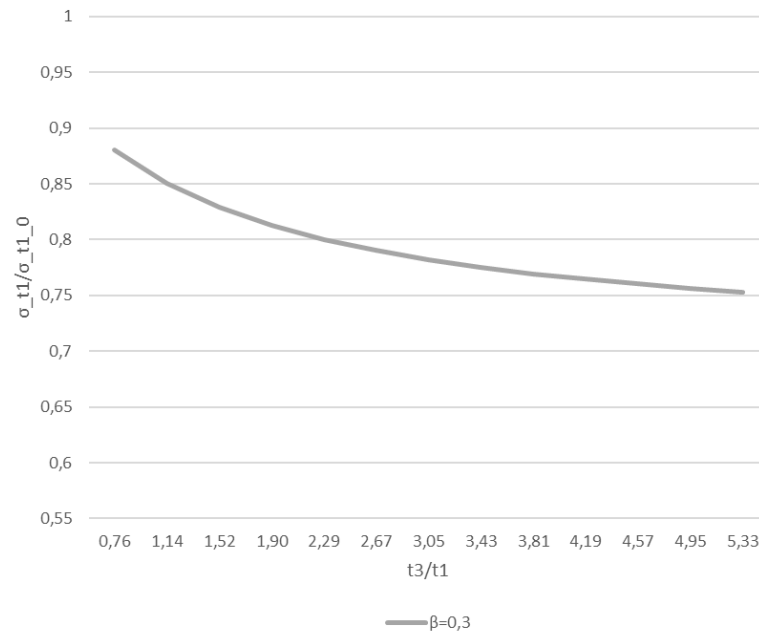


Figura 19 Relación de esfuerzos circunferenciales en la tubería antes y después de la rehabilitación para diferentes relaciones de espesores de refuerzo y tubería. Modelo Analítico

Ahora, para analizar el impacto del factor de reducción de la presión, en la Figura 20 se grafican las predicciones obtenidas con el modelo analítico para cuatro diferentes valores de  $\beta$ . En la cual se muestra claramente que al aumentar el espesor de la manga de refuerzo  $\left(\frac{t_3}{t_1}\right)$ , el esfuerzo sobre la tubería  $\left(\frac{\sigma_{t1}}{\sigma_{t1_0}}\right)$  disminuye, siempre y cuando se aumente también el factor de reducción de la presión ( $\beta$ ), es decir se emule una reducción de la presión interna de la tubería. Un valor de  $\beta = 0$  indica que no se ha reducido la presión interna o que no se está ejerciendo una contra presión a través de la resina, y un valor  $\beta = 1$  indica que no existe presión en la tubería a intervenir, es decir se redujo al mínimo.

Observe también que en valores de  $\beta$  pequeños, no importa lo mucho que se aumente el espesor de la manga de refuerzo por encima el espesor de la tubería, esto no causará una reducción significativa de los esfuerzos en la misma. Entonces, resulta poco relevante aumentar la relación de espesores si no se aumenta el factor de reducción de la presión.

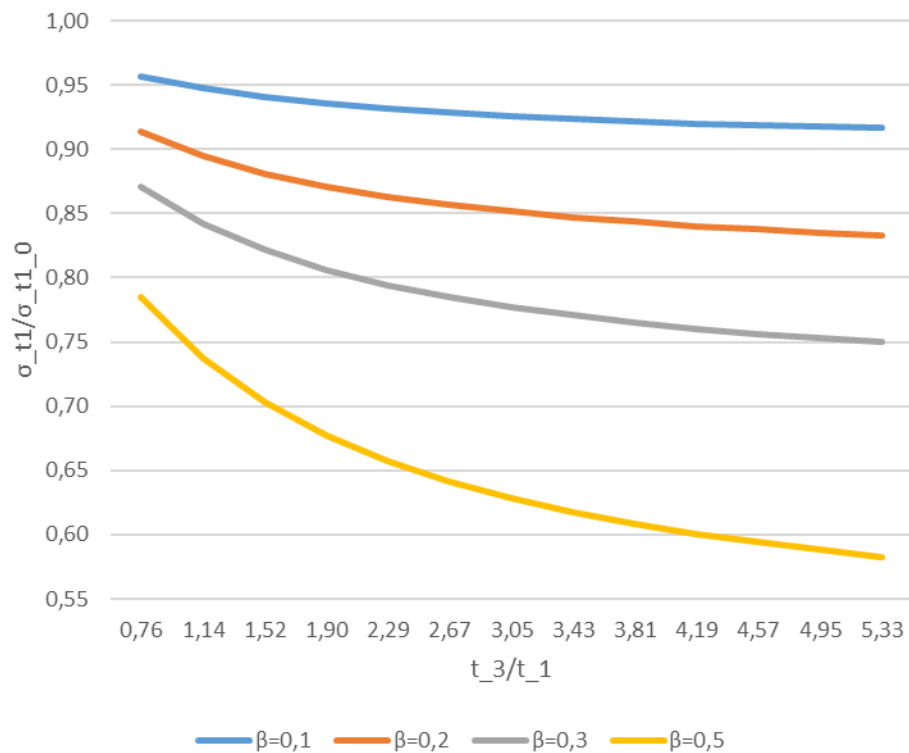


Figura 20 Relación de esfuerzos circunferenciales en la tubería antes y después de la rehabilitación para diferentes relaciones de espesores de refuerzo y tubería con distintos valores de Beta. Modelo Analítico

Es necesario resaltar que la solución matemática desarrollada al ser basada en principios básicos de la mecánica de materiales es bastante sencilla de entender para profesiones del área y su aplicación o implementación no se limita al entorno académico, sino que se puede extender a aplicaciones reales de la industria local y nacional como una herramienta sencilla que no requiere un software especializado, sino que desde una hoja de cálculo puede ser fácilmente empleada. Constituye entonces una herramienta portable utilizable en taller o en campo al momento de evaluar las soluciones de rehabilitación que se deseen implementar. Otra de sus bondades a destacar es el hecho de incluir un factor equivalente a la reducción de la presión interna de la tubería directa o indirectamente y garantizar un contacto tubería – refuerzo muy superior al emplear espaciadores en resina presurizados entre ellos.

Con el fin de analizar y verificar los resultados obtenidos con el modelo desarrollado en esta investigación, se procede a contrastarlo con los resultados de una simulación computacional por elementos finitos.

**Algunos de los criterios de comparación para tener en cuenta serán los siguientes:**

- Los valores de esfuerzos circunferenciales obtenidos en la tubería y en el refuerzo luego de la rehabilitación
- Relación del espesor remanente de la tubería frente al espesor del refuerzo
- Incidencia de la reducción de la presión interna de la tubería antes de la intervención como un factor importante para el alivio de tensiones.
- Consideraciones del ajuste real entre la tubería y el refuerzo en términos de la transferencia del esfuerzo.

### **8.1.Simulación Computacional FEA**

Para contrastar y verificar estos resultados, se realiza un análisis por elementos finitos (FEA) que simule las condiciones antes mencionadas. Para ello se establece inicialmente un modelo base en el que se aplican diferentes valores de presión interna en una sección de tubería para determinar la expansión radial libre del tubo sometido únicamente a la presión interior.

Para simular el comportamiento del refuerzo se realiza un modelo geométrico de un cuarto de sección de tubería y un cuarto de sección de refuerzo separados por un espacio libre “gap” cuyo valor dependerá del alivio de presión realizado durante los trabajos de mantenimiento, de esta forma podemos simular este efecto dejando dilatar libremente el tubo hasta cubrir el espacio y una vez cubierto este tanto el refuerzo como el tubo absorberán carga en función de sus rigideces equivalentes, Figura 21.

Por el tipo de contacto entre elementos, el modelo es NO-Lineal, para analizarlo se reduce el campo de este a un modelo 2D de deformación plana para completar el análisis en menos tiempo. Se parametriza y se corren varias simulaciones para diferentes valores de beta (gap) y espesores de refuerzo.

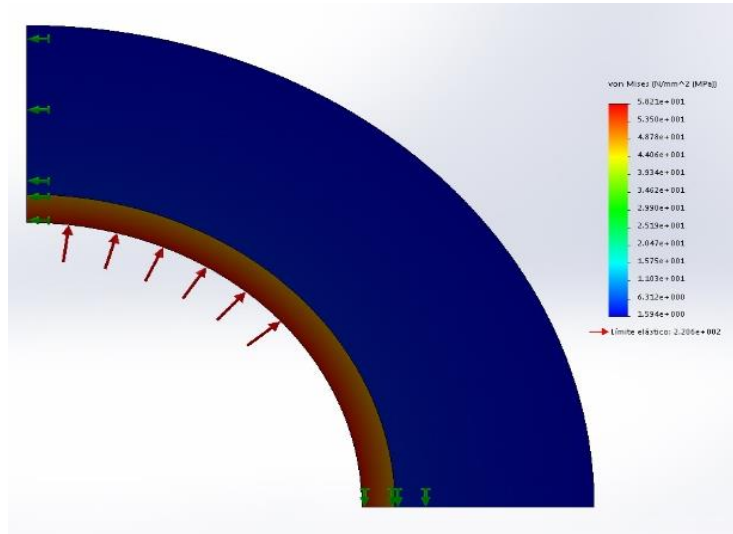


Figura 21 Distribución de tensiones para el caso de relación de espesor 6.

La Figura 22 muestra el resultado de las simulaciones computacionales para los mismos valores de  $\beta$ . Evidentemente el resultado de la simulación confirma que el comportamiento predicho por el modelo analítico es correcto. Los resultados de ambos modelos son consistentes entre sí, con muy poca diferencia entre ellos, tan solo del orden el 0,28%.

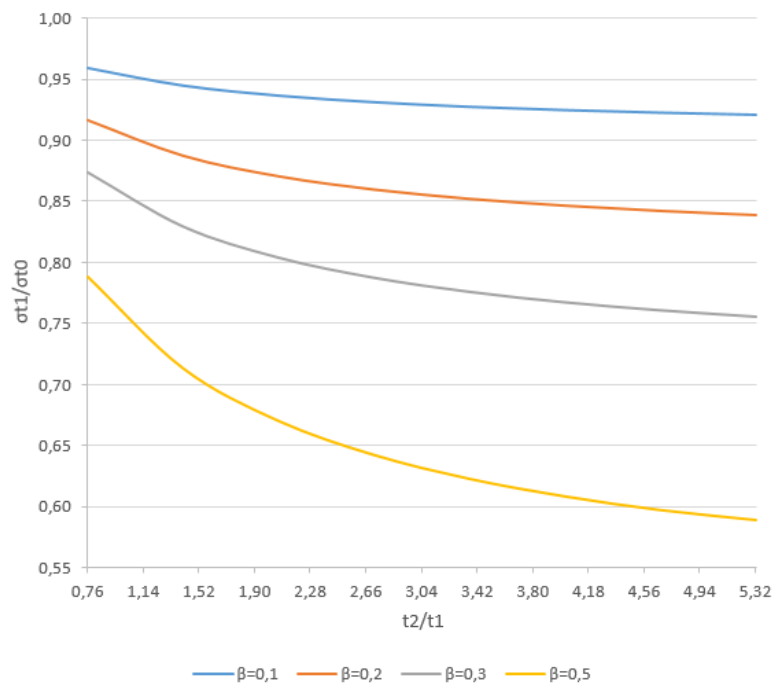


Figura 22 Relación de esfuerzos circunferenciales en la tubería antes y después de la rehabilitación para diferentes relaciones de espesores de refuerzo y tubería con distintos valores de Beta. Análisis por Elementos Finitos

Evidentemente el comportamiento es muy similar al modelo desarrollado, las cuatro condiciones evaluadas a valores de reducción de presión distintas describen de la misma

manera el efecto de esta sobre la transferencia de esfuerzos desde la tubería intervenida hasta el refuerzo y destacándose la importancia de la reducción de la presión interna por sobre la relación de los espesores de la tubería remanente y el refuerzo. Si comparamos el caso de  $B=0.1$  respecto al  $B=0.5$  se comprueba que para las mismas relaciones de espesores (5.3 a 1), la reducción del esfuerzo en la tubería es 5 veces mayor en el segundo caso respecto a los esfuerzos originales.

De la misma manera se simula un cuarto del arreglo conformado por la tubería con un defecto inducido, resina espaciadora y manga de refuerzo. Se analiza como un modelo de simetría radial con restricciones de patín y se aplica la presión interna con una curva de tiempo determinada, con el fin de simular la presurización del tubo hasta la presión máxima indicada y la posterior despresurización para evaluar esfuerzos residuales. También se utilizó la contracción lineal por temperatura para simular el efecto de contracción volumétrica en el curado de la resina. Aplicando una reducción de temperatura posterior a la aplicación de la presión al tubo, Figura 23.

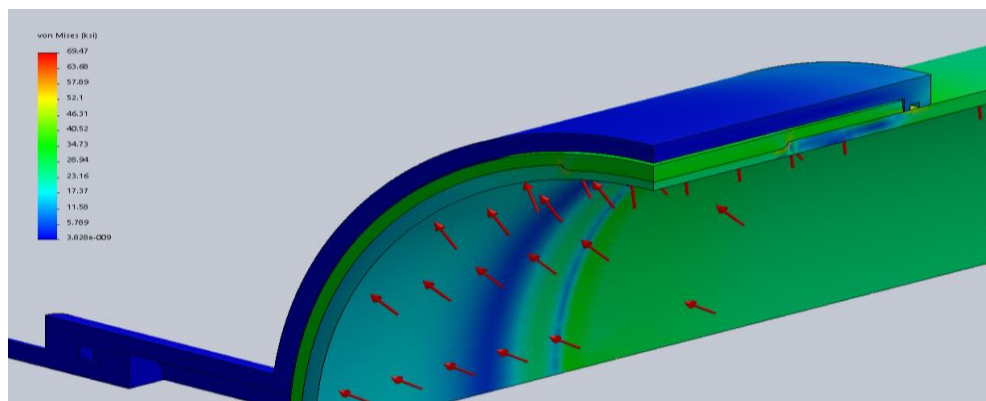


Figura 23 Resultados de análisis de tensiones de Von Mises bajo condición de deformación plástica y resina solidificada

## 8.2. Resultados experimentales

Con el fin de resaltar y demostrar la importancia de causar el efecto de reducir la presión interna de la tubería al momento de realizar la rehabilitación para lograr reducir los esfuerzos en la tubería y lograr una rehabilitación efectiva, se presentan a continuación los resultados de las pruebas hidrostáticas realizadas a probetas de tubería de 10 in de diámetro x 0,203 in de espesor, las cuales fueron reparadas de forma activa utilizando un refuerzo convencional de manga metálica tipo A de espesor 0,25 in y resina espaciadora de alta resistencia con espesor de 0,5" sin presurizar, sin embargo, a pesar que la resina fue vertida a presión atmosférica entre la tubería afectada y la manga de refuerzo, la presión interna de la tubería al momento de la intervención fue de 350 psi y luego fue elevada a 800 psi o lo que es lo mismo, el factor de reducción de la presión considerado fue  $\beta = 0.56$



Inicialmente se toman 4 secciones de tubería de 10 in de diámetro x 0,203 in de espesor de pared x 3 metros de longitud, a las cuales se les induce un defecto en base a las dimensiones especificadas por las normas ASME PCC-2 [2] e ISO 24817 [18] que compromete el 75% del espesor, para obtener un espesor remanente en la zona del defecto de 0,0508 in. Los extremos de las secciones de tubería son limitados con unos CAP o tapas de mayor especificación que estas para formar 4 probetas que serán posteriormente presurizadas con agua a 350psi como ya se mencionó. Ver Figura 24.



*Figura 24 Probeta de ensayo a partir de tubería de 10"x0,203"*

A continuación, les fueron instaladas a cada probeta un juego de galgas extensiométricas que permitieran monitorear a través de las variaciones de voltaje, los valores de deformaciones en diferentes puntos de la misma y definir también los esfuerzos en las zonas de interés. Ver Figura 25.



*Figura 25 Probeta con galgas extensiométricas instaladas*



Luego se posicionaron las mangas de refuerzo metálicas alrededor de la tubería y se centraron en el defecto. El espacio anular se garantizó con unos taches o espaciadores fabricados en resina ubicados entre la camisa y la probeta. En la Figura 26 se aprecian ambas mangas al momento de ser enfrentadas y alineadas con el empleo de un diferencial de carga para luego ser soldadas longitudinalmente entre sí, ver Figura 27 .



*Figura 26 Montaje y alineación de las mangas de refuerzo metálicas*



*Figura 27 Manga de refuerzo soldada longitudinalmente sobre la probeta*

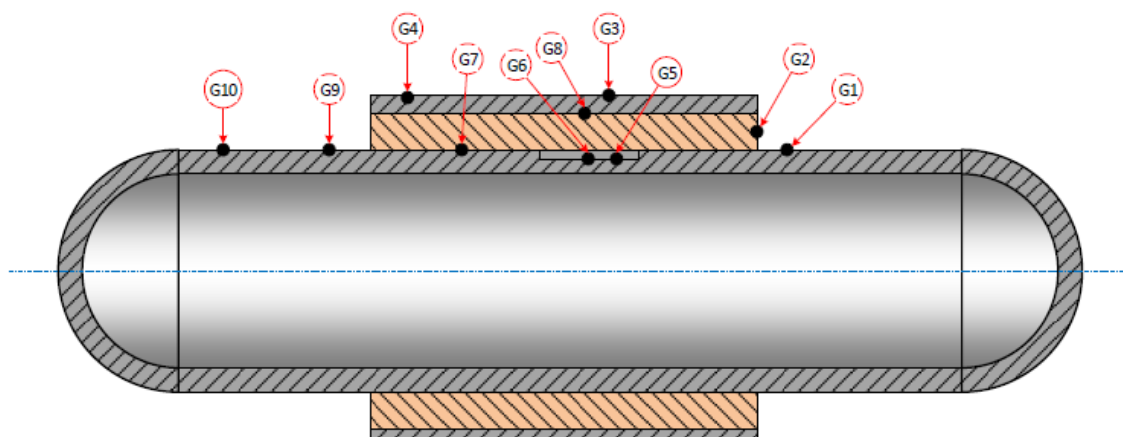


Posteriormente se realizó el vertido de la resina espaciadora en el espacio anular entre la tubería y el refuerzo para finalmente poder instalar las galgas extensiométricas restantes en la zona exterior al refuerzo y conectar la totalidad de las probetas al sistema de adquisición de datos encargado del monitoreo, ver Figura 28. En este punto se aumentó la presión interna a 800 psi y se inició el registro de datos.



*Figura 28 Probetas reparadas con galgas de monitoreo instaladas*

En la Figura 29 se indica la distribución de galgas extensiométricas sobre el sistema rehabilitado.



*Figura 29 Esquema de ubicación y distribución de galgas extensiométricas en la probeta.*

En la Figura 30 se grafican los valores de esfuerzos circunferenciales medidos en la prueba hidrostática con el sistema de adquisición de datos para cada una de las galgas extensiométricas.

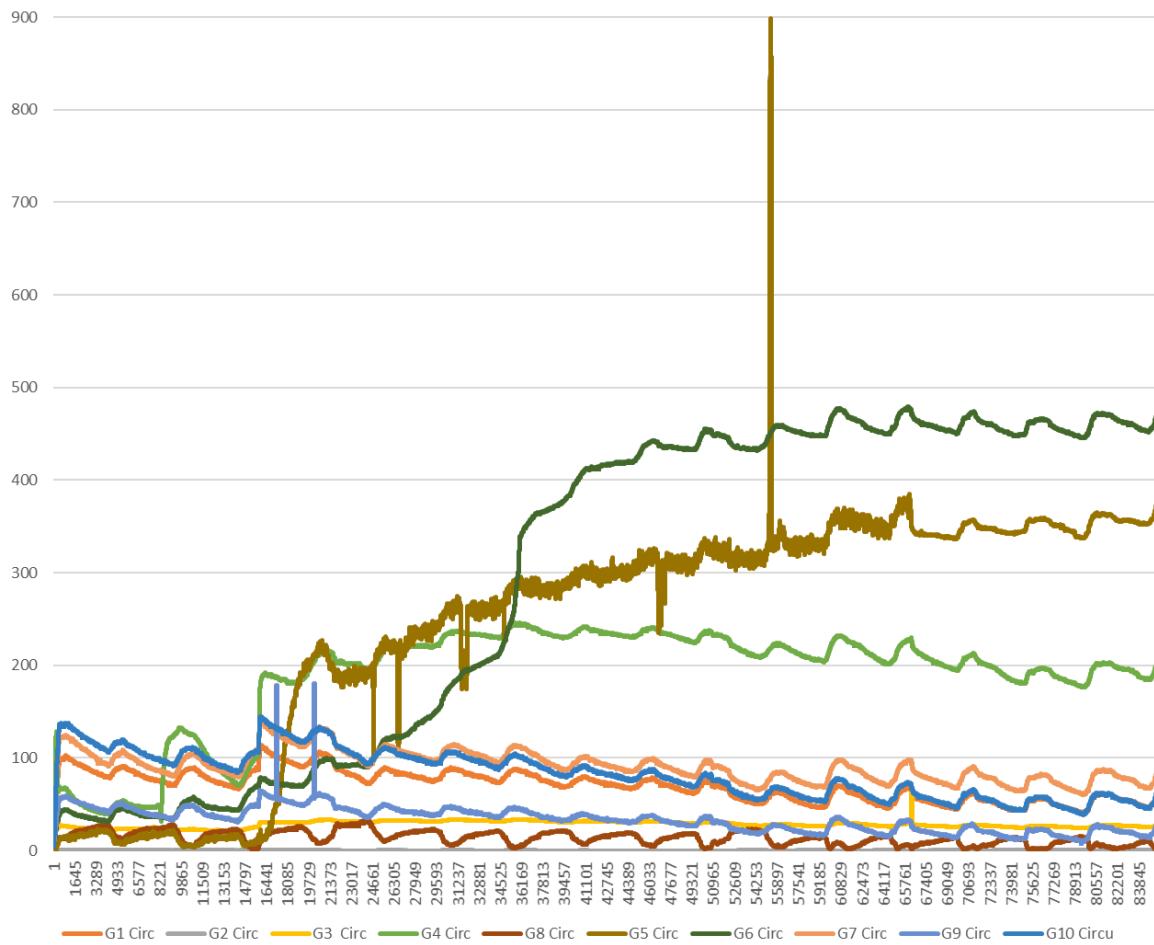


Figura 30 Valores de esfuerzos circunferenciales medidos en prueba hidrostática en todas las galgas (Mpa).

Como se puede observar, algunos de los valores resultantes no son coherentes y otros hasta sobrepasan el límite de fluencia del material, ubicándose en la región plástica. Esto pudo ser causado por factores que inducen error como la mala manipulación, ubicación y calibración de las galgas y por afectación térmica causada por las elevadas temperaturas del proceso de soldadura, entre otros. En la Figura 31 se grafican los resultados filtrados.

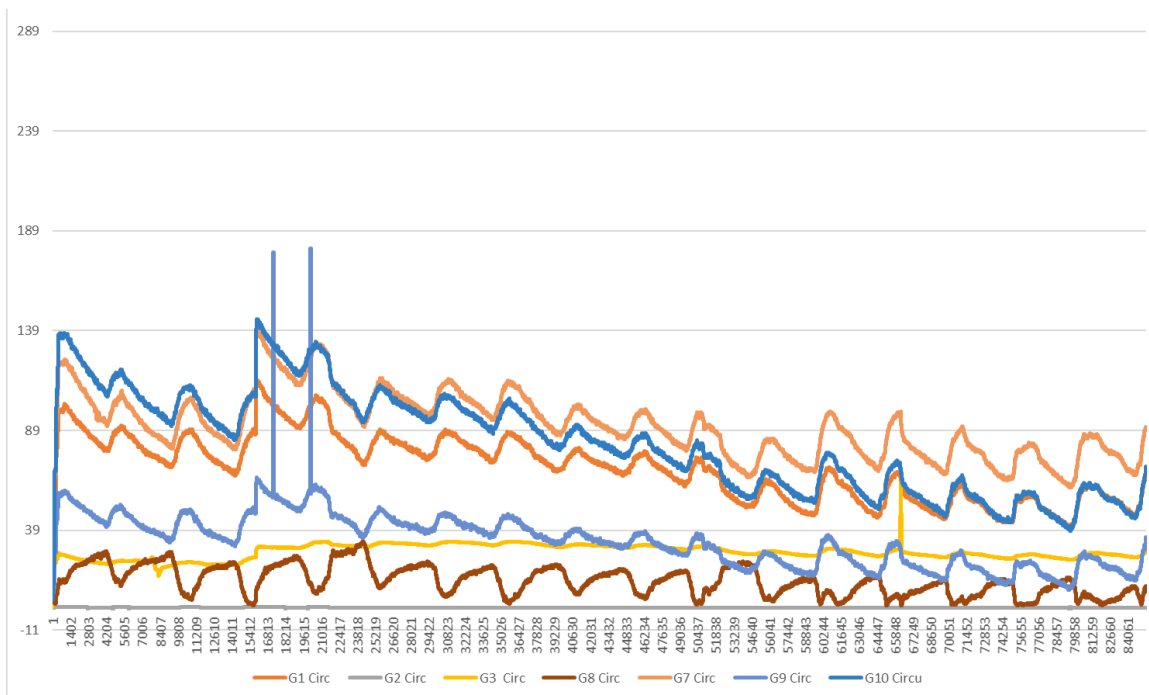


Figura 31 Valores filtrados de esfuerzos circunferenciales medidos en prueba hidrostática (Mpa).

En la Tabla 3 se contrastan los valores resultantes por cálculo analítico empleando el modelo desarrollado (Ver numeral 9.1 Caso 1: Evaluación de tubería con defecto focalizado ) frente a los resultados experimentales de la prueba hidrostática, en cuanto al valor de esfuerzos para la tubería, resina espaciadora y refuerzo luego de la reparación.

Tabla 3 Valores modelo analítico vs experimental

Símbolo	Descripción	Valor Modelo (psi)	Valor Experimental (psi)	Error
$\sigma_{t1}$	Esfuerzo circunferencial en la tubería	14.367,24	17.686,00	23%
$\sigma_{t2}$	Esfuerzo circunferencial en la resina espaciadora	70,85	86,60	22%
$\sigma_{t3}$	Esfuerzo circunferencial en el refuerzo	4.744,18	3.900,00	18%

Los valores de error reportados oscilan alrededor del 20%, esto debido a factores como la falta de un defecto más uniforme y con mejor acabado, variación geométrica y dimensional de las probetas respecto a las dimensiones especificadas en plano y usadas para correr el modelo analítico, tensiones residuales resultantes de la temperatura asociada al proceso de soldadura, entre otros.

## 9. Casos de aplicación

### 9.1. Caso 1: Evaluación de tubería con defecto focalizado

A continuación, se presenta el caso de estudio expuesto en el numeral anterior evaluado en la prueba hidrostática. En la Tabla 4 se ilustran las variables que deben ser ingresadas al modelo, se especifica su símbolo, valores utilizados y las unidades correspondientes.

Tabla 4 Variables de ingreso caso de aplicación 1

Variables del sistema			
Símbolo	Descripción	Valor	Unid.
$\lambda$	Factor de reducción del espesor en el defecto	0,75	-
$\beta$	Factor de reducción de la presión	0,56	-
t_1	Espesor de la tubería sin defecto	0,203	in
t_2	Espesor de la resina espaciadora	0,5	in
t_3	Espesor del refuerzo	0,25	in
L_r	Longitud del refuerzo o rehabilitación	19.685	in
D_ext_real	Diámetro exterior original medido	10,75	in
P_i	Presión interna tubería	800	psi
L_d	Longitud del defecto (longitudinal)	8	in
W_d	Ancho del defecto (circunferencial)	6	in
E_1	Módulo de Young tubería	30	Mpsi
E_2	Módulo de Young resina espaciadora	0,42	Mpsi
E_3	Módulo de Young refuerzo	30	Mpsi

Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 5, con su respectiva simbología y unidades.

Tabla 5 Resultados caso de aplicación 1

RESULTADOS			
Símbolo	Descripción	Valor	Unid.
t_d	Espesor de la tubería en el defecto	0,0508	in
r_i	Radio interno tubería	5,17	in
r_1	Radio medio tubería	5,27	in
r_2	Radio medio resina espaciadora	5,63	in
r_3	Radio medio refuerzo	6,00	in
K_d	Constante rigidez zona con defecto	4,06	(x10 <sup>6</sup> ) libra/in
K_sd	Constante rigidez zona sin defecto	3,59	(x10 <sup>6</sup> ) libra/in

K_de	Constante rigidez total en el defecto	1,91	(x10 <sup>6</sup> ) libra/in
K_1	Constante rigidez tubería	7.233,15	(x10 <sup>6</sup> ) libra/in
K_2	Constante rigidez resina espaciadora	233,93	(x10 <sup>6</sup> ) libra/in
K_3	Constante rigidez refuerzo	7.832,41	(x10 <sup>6</sup> ) libra/in
F_d_in	Componente de la fuerza de separación inicial en el defecto	9.438,85	Lbf
F_d	Componente de la fuerza de separación en el defecto	5.680,22	Lbf
F_1_in	Componente de la fuerza de separación inicial en la tubería	35.827.969,79	Lbf
F_1	Componente de la fuerza de separación en la tubería	21.560.970,10	Lbf
F_2	Componente de la fuerza de separación en la resina	697.305,77	Lbf
F_3	Componente de la fuerza de separación en el refuerzo	23.347.291,27	Lbf
$\sigma_{td\_0}$	<b>Esfuerzo circunferencial en el defecto sin rehabilitar</b>	<b>52.837,28</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{t1\_0}$	<b>Esfuerzo circunferencial en latubería sin rehabilitar</b>	<b>20.385,18</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{td\_in}$	Esfuerzo circunferencial inicial en el defecto	23.248,40	psi
$\sigma_{td\_fin}$	Esfuerzo circunferencial final en el defecto	13.990,69	psi
$\sigma_{t1\_in}$	Esfuerzo circunferencial inicial en la tubería	8.969,48	psi
$\sigma_{t1\_fin}$	Esfuerzo circunferencial final en la tubería	5.397,76	psi
$\sigma_{td\_conc}$	<b>Esfuerzo circunferencial en el defecto con concentrador</b>	<b>44.686,91</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{td}$	<b>Esfuerzo circunferencial en el defecto</b>	<b>37.239,09</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{t1}$	<b>Esfuerzo circunferencial en la tubería</b>	<b>14.367,24</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{t2}$	<b>Esfuerzo circunferencial en la la resina espaciadora</b>	<b>70,85</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{t3}$	<b>Esfuerzo circunferencial en el refuerzo</b>	<b>4.744,18</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{r1}$	<b>Esfuerzo radial en la tubería y en el defecto</b>	<b>800,00</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{r2}$	<b>Esfuerzo radial en la resina espaciadora</b>	<b>448,00</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{r3}$	<b>Esfuerzo radial en el refuerzo</b>	<b>441,70</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{vm\_d}$	Esfuerzo von mises defecto	36.845,61	psi
$\sigma_{vm\_1}$	Esfuerzo von mises tubería	13.984,41	psi
$\sigma_{vm\_2}$	Esfuerzo von mises resina espaciadora	417,11	psi
$\sigma_{vm\_3}$	Esfuerzo von mises refuerzo	4.539,47	psi

Los resultados obtenidos son consecuentes con la Figura 20, se observa como el valor de esfuerzos en el defecto y en la tubería que inicialmente eran del orden de  $\sigma_{td_0} = 52.837 \text{ psi}$  y  $\sigma_{t1_0} = 20.385 \text{ psi}$  antes de la intervención, se reducen luego de la rehabilitación aplicando el principio activo a los valores de  $\sigma_{td} = 37.239 \text{ psi}$  y  $\sigma_{t1} = 14.367 \text{ psi}$  respectivamente. Como se mencionó en apartados anteriores, el refuerzo soportará carga desde del momento de la instalación, por eso se registra un valor de  $\sigma_{t3} = 4.744 \text{ psi}$  en el mismo.

## 9.2. Caso 2: Evaluación de tubería con pérdida de espesor uniforme

Se procede a continuación a implementar el modelo analítico obtenido, en la evaluación del valor de esfuerzos antes y después de rehabilitar una sección de tubería Schedule 60 de 16" de longitud y 20" de diámetro con espesor original de 3/8". La cual está afectada por corrosión generalizada que ha comprometido el 55% del espesor original en su totalidad. No se consideran contracciones importantes en el espaciador ni cambios en la temperatura.

Para efectuar la rehabilitación, se emplea la nueva técnica activa basada en manga tipo A, con un espesor de refuerzo de 1/2" y un factor de reducción de la presión de  $\beta = 0,3$ .

En Tabla 6 se ilustran las variables que deben ser ingresadas al modelo, se especifica su símbolo, valores utilizados y las unidades correspondientes.

Tabla 6 Variables de ingreso caso de aplicación 2

Variables del sistema			
Símbolo	Descripción	Valor	Unid.
$\lambda$	Factor de reducción del espesor	0,55	-
$\beta$	Factor de reducción de la presión	0,3	-
t_1_inic	Espesor original de la tubería	0,375	in
t_1	Espesor remanente de la tubería	0,16875	in
t_2	Espesor de la resina espaciadora	0,375	in
t_3	Espesor del refuerzo	0,5	in
L_r	Longitud del refuerzo o rehabilitación	16	in
D_ext_real	Diámetro exterior original medido	20	in
P_i	Presión interna tubería	1200	psi
E_1	Módulo de Young tubería	30	Mpsi
E_2	Módulo de Young resina espaciadora	0,45	Mpsi
E_3	Módulo de Young refuerzo	30	Mpsi

Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 7, con su respectiva simbología y unidades.

Tabla 7 Resultados caso de aplicación 2

RESULTADOS			
Símbolo	Descripción	Valor	Unid.
$r_i$	Radio interno tubería	9,83	in
$r_1$	Radio medio tubería	9,92	in
$r_2$	Radio medio resina espaciadora	10,19	in
$r_3$	Radio medio refuerzo	10,63	in
$K_1$	Constante rigidez tubería	2,60	(x10 <sup>6</sup> ) libra/in
$K_2$	Constante rigidez resina espaciadora	0,08	(x10 <sup>6</sup> ) libra/in
$K_3$	Constante rigidez refuerzo	7,19	(x10 <sup>6</sup> ) libra/in
$F_1$	Componente de la fuerza de separación en la tubería	14.911,58	Lbf
$F_2$	Componente de la fuerza de separación en la resina	483,79	Lbf
$F_3$	Componente de la fuerza de separación en el refuerzo	41.232,63	Lbf
$\sigma_{t1\_0}$	<b>Esfuerzo circunferencial en la tubería sin rehabilitar</b>	<b>69.911,11</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{t1\_in}$	Esfuerzo circunferencial inicial en la tubería	48.937,78	psi
$\sigma_{t1\_fin}$	Esfuerzo circunferencial final en la tubería	5.522,81	psi
$\sigma_{t1}$	<b>Esfuerzo circunferencial en la tubería</b>	<b>54.460,59</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{t2}$	<b>Esfuerzo circunferencial en la la resina espaciadora</b>	<b>80,63</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{t3}$	<b>Esfuerzo circunferencial en el refuerzo</b>	<b>5.154,08</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{r1}$	<b>Esfuerzo radial en la tubería y en el defecto</b>	<b>1.200,00</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{r2}$	<b>Esfuerzo radial en la resina espaciadora</b>	<b>360,00</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{r3}$	<b>Esfuerzo radial en el refuerzo</b>	<b>357,03</b>	<b>psi</b>
$\sigma_{vm\_1}$	Esfuerzo von mises tubería	53.870,61	psi
$\sigma_{vm\_2}$	Esfuerzo von mises resina espaciadora	327,22	psi
$\sigma_{vm\_3}$	Esfuerzo von mises refuerzo	4.985,16	psi

Los resultados obtenidos son consecuentes con la Figura 20, se observa como el valor de esfuerzos en la tubería que inicialmente eran del orden de  $\sigma_{t1_0} = 69.911 \text{ psi}$  antes de la intervención, se reducen luego de la rehabilitación con la solución activa a un valor de  $\sigma_{t1} = 54.460 \text{ psi}$ . Como se mencionó en apartados anteriores, el refuerzo soportará carga desde del momento de la instalación, por eso se registra un valor de  $\sigma_{t3} = 5.154 \text{ psi}$  en el mismo.

## 10. Conclusiones

- Debido a las mínimas diferencias en la predicción y a la simpleza del modelo, se recomienda que este tipo de sistemas sean modelados como pared delgada para reducir el costo computacional y evitar el empleo de software especializado.
- No existen diferencias significativas entre los resultados obtenidos con el modelo analítico expuesto y la simulación a través del análisis por elementos finitos, tan solo 0,28%.
- Resulta importante la necesidad de reducir la presión interna de la tubería directamente o artificialmente para que el refuerzo actúe de forma inmediata, aliviando la carga sobre la tubería afectada, o se convierta en un refuerzo activo.
- Se deben generar soluciones de rehabilitación activas, que tienen como valor agregado la incorporación permanente del efecto de reducción de presión en la zona intervenida desde su implementación.
- Como segundo factor más influyente en el valor de esfuerzos de un sistema de cilindros múltiples, se destaca la contracción de la resina usada como espaciador, por lo que se recomienda emplear una sobre presión en la misma para contrarrestar este efecto.
- Los desarrollos analíticos presentados atienden la necesidad de los diseñadores de este tipo de soluciones de rehabilitación, de contar con modelos que evalúen el comportamiento de soluciones basadas en mangas de tipo metálica, como un complemento a la normativa existente.



## 11. Referencias

- [1] P. Mr. K. P. Sharma, "Rehabilitation of 32" Gas Pipeline in the most Cost Effective way- A Case study," *Pipeline Technology Conference*, vol. 6, p. 15, 2011.
- [2] A. PCC-2, *Repair of pressure equipment and piping*, New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2006.
- [3] M. Shamsuddoha, "Effectiveness of using fibre-reinforced polymer composites for underwater steel," *Elsevier*, 2013.
- [4] Gas Technology Institute, "Selection of Pipe Repair Methods," p. 11, 2013.
- [5] O. H. F. O. Vedeld K, "Analytical expressions for stress distributions in," *Mar Struct*, vol. 26, pp. 1-26, 2012.
- [6] S. LM., *Engineering with clad steel*, Brussels, Belgium: Nickel Institute Technical Series No 10064 2nd ed., 2012.
- [7] M. S., "Analytical expression of the thermal stresses in a vessel or pipe with cladding submitted to any thermal transient," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 81, pp. 303-312, 2004.
- [8] W. S. W. Wilson, "Design of bi-metallic high pressure cylinders," *Conference proceedings*, vol. 182, pp. 1-10, 1967.
- [9] N. Grigg, "Synthesis Document on Infrastructure and Integrity," Denver, 2001.
- [10] C. B. B. D. I. Ossai, "Pipeline failures in corrosive environments - A conceptual analysis of trends and effects," *Elsevier*, 2015.
- [11] K. A. Macdonald, "Pipeline Repair Technology Damage and repair assessment of pipelines with high residual stresses," *University of Stavanger*, 2015.
- [12] W.-s. K. Y. K. Jong-hyun Baek, "COMPARATIVE STUDY FOR VARIOUS REPAIR METHODS OF IN-SERVICE PIPELINE USING FULL SCALE BURST TEST," *In World Gas Conference Amsterdam*, pp. 1-11, 2006.
- [13] C. H. B. & B. W. Jaske, "Pipeline Repair Manual," 2006.
- [14] S. D. H. Toutanji, "Stress modeling of pipelines strengthened with advanced composite materials," *Thin-Walled Structures*, p. 153–165, 2001.

- [15] J. W. M. K. J.M. Duell, "Analysis of a carbon composite overwrap pipeline repair systems," 2008.
- [16] A. B31G, *Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines*, The American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [17] A. B31.8S, *Managing System Integrity of Gas Pipelines*, The American Society of Mechanical Engineers, 2016.
- [18] I. 24817, *Petroleum, petrochemical and natural gas industries -- Composite repairs for pipework -- Qualification and design, installation, testing and inspection*, International Organization for Standardization, 2006.
- [19] A. 5. RP2201, *Safe Hot Tapping Practices in the Petroleum & Petrochemical Industries*, American Petroleum Institute, 2003.
- [20] N. R. 0169, *Control of External Corrosion on Underground or Submerged Metallic Piping Systems*, National Association of Corrosion Engineers, 2013.
- [21] A. D3039, *Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials*, American Society for Testing and Materials, 2002.
- [22] A. D2583, *Standard Test Method for Indentation Hardness of Rigid Plastics by Means of a Barcol Impressor*, American Society for Testing and Materials, 2001.
- [23] A. 5.-1. FFS-1, *Fitness-for Service*, American Petroleum Institute, 2016.
- [24] A. G57, *Standard Test Method for Field Measurement of Soil Resistivity Using the Wenner Four-Electrode Method*, American Society for Testing and Materials, 2012.
- [25] A. F. —. 08, *Standard Practice for Rehabilitation of Existing Pipelines and Conduits by Pulled-in-Place Installation of Cured-in-Place Thermosetting Resin Pipe (CIPP)*, American Society for Testing and Materials, 2008.
- [26] A. D2240, *Standard Test Method for Rubber Property-Durometer Hardness*, American Society for Testing and Materials, 2015.
- [27] A. E831, *Standard Test Method for Linear Thermal Expansion of Solid Materials by Thermomechanical Analysis*, American Society for Testing and Materials, 2014.
- [28] A. E1640, *Standard Test Method for Assignment of the Glass Transition Temperature By Dynamic Mechanical Analysis*, American Society for Testing and Materials, 2013.

- [29] A. D648, *Standard Test Method for Deflection Temperature of Plastics Under Flexural Load in the Edgewise Position*, American Society for Testing and Materials, 2016.
- [30] A. D695, *Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics*, American Society for Testing and Materials, 2015.
- [31] A. D6641, *Standard Test Method for Compressive Properties of Polymer Matrix Composite Materials Using a Combined Loading Compression (CLC) Test Fixture*, American Society for Testing and Materials, 2016.
- [32] A. D3165, *Standard Test Method for Strength Properties of Adhesives in Shear by Tension Loading of Single-Lap-Joint Laminated Assemblies*, American Society for Testing and Materials, 2014.
- [33] A. G8, *Standard Test Methods for Cathodic Disbonding of Pipeline Coatings*, American Society for Testing and Materials, 2010.
- [34] A. D149, *Standard Test Method for Dielectric Breakdown Voltage and Dielectric Strength of Solid Electrical Insulating Materials at Commercial Power Frequencies*, American Society for Testing and Materials, 2013.
- [35] L. M. S. J. Becker, "The Theory of the Ideal Design of a Compound Vessel," *ASME*, p. 7, 1960.
- [36] S. J. Becker, "An Analysis of the Yielded Compound Cylinder," *ASME*, p. 5, 1961.
- [37] S. J. Becker, "The Yielded Compound Cylinder in Generalized Plane Strain," *ASME*, p. 8, 1961.
- [38] I. L. D. Pugh, "Recent Developments in Cold Forming," *Bullied Memorial Lectures - University of Nottingham*, vol. III, 1965.
- [39] D. P.-. K. Thomas E . Davidson, "THE DESIGN OF PRESSURE VESSELS FOR VERY HIGH PRESSURE OPERATION," Benet R&E Laboratories, Watervliet-New York, 1969.
- [40] H. A. S. Knut Vedeld, "Stresses in heated pressurized multi-layer cylinders in generalized," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vols. 120-121, pp. 27-35, 2014.
- [41] H. S. Z. Xiang, "Elastic analyses of heterogeneous hollow cylinders," *Mechanics Research Communications*, vol. 33, no. 5, pp. 681-691, 2006.
- [42] Z. Z. T. X. H. Shi, "Exact solutions of heterogeneous elastic hollow cylinders," *Composite Structures*, vol. 79, no. 1, pp. 140-147, 2007.

- [43] C. Nadarajah, "AN ANALYTICAL SOLUTION BASED ON SHELL THEORY FOR CALCULATING STRESSES ON FULL ENCIRCLEMENT SLEEVES USED ON PIPES AND PRESSURE VESSELS," in *Proceedings of the ASME 2016 Pressure Vessels and Piping Conference*, Canada, 2016.
- [44] J. P. M. A. S. R. H. L. W.H. Yeo, "Exact solution for stresses/displacements in a multilayered hollow," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 151, pp. 45-53, 2017.
- [45] C. Hsueh, "Thermal stresses in elastic multilayer systems," *Thin Solid Films*, vol. 418, p. 182–188, 2002.
- [46] J. D. P. Ruiz, *Tesis en desarrollo: Estudio del comportamiento termomecánico de un sistema de rehabilitación para tubería de transporte de gas natural*, Barranquilla: Universidad del Norte, 2017.
- [47] E. J. Hearn, *MECHANICS OF MATERIALS 1*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000.
- [48] B. O. H. W. A. B. Carl E. Jaske, "Pipeline Repair Manual," Pipeline Research Council International, Inc., Houston, Texas, 2006.
- [49] J. B. H. G. A. S. V. M. M. O. O. E. C. B. A. M. a. J. M. Heriberto Maury, "Critical and Comprehensive Evaluation of High Pressure Pipeline Rehabilitation Methods and Patents for Seeking Innovation Trends," *Recent Patents on Engineering*, vol. 000, no. 000, p. 11, 2017.
- [50] N. Grigg, *Synthesis Document on Infrastructure and Integrity*, Denver Co: AWA Research Foundation, 2001.